



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**TEPELNÉ ČERPADLO S AKUMULACÍ**

HEAT PUMP WITH ACCUMALATION

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Jiří Kohout

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2017



# **Zadání diplomové práce**

Ústav: Energetický ústav

Student: **Bc. Jiří Kohout**

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Energetické inženýrství

Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**

Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Tepelné čerpadlo s akumulací**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V rámci práce bude zpracována rešerše k funkci a hlavním typům tepelných čerpadel. Popsáno bude zapojení TČ v tepelném zásobování zvoleného objektu. Na zvoleném objektu bude provedeno hodnocení provozu TČ v tepelné sezóně 2016/2017 s cílem stanovit sezónní topný faktor (SCOP).

Podrobně bude hodnocen přínos akumulace v denním provozním cyklu.

### **Cíle diplomové práce:**

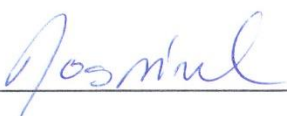
1. Popsat technologii TČ včetně hlavních komponent.
2. Zvolený objekt s TČ zhodnotit z hlediska ročního a denního průběhu potřeby energií a popsat realizované zapojení.
3. Vyhodnotit SCOP instalovaného TČ v topné sezóně 2016/17.
4. Posoudit možnosti využití denní akumulace v systému s TČ z hlediska možnosti navýšení SCOP a snížení provozních nákladů.

### **Seznam doporučené literatury:**

PETRÁŠ, Dušan. 2008. Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie. Bratislava: Jaga. Vytápění. ISBN 9788080760694.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá stanovením SCOP tepelného čerpadla instalovaného ve zvoleném objektu a určení optimální velikosti akumulace, která by měla pomoci tepelnému čerpadlu pracovat při vyšších teplotách a tím navýšit SCOP. V této práci je dále vyhodnocená roční úspora provozních nákladů a návratnost investice do akumulární nádrže. V řešeršní části jsou pak popsány hlavní komponenty tepelného čerpadla, využitelné zdroje nízkopotenciálního tepla a druhy tepelných čerpadel.

## **Klíčová slova**

Tepelné čerpadlo, akumulace tepla, topný faktor, sezónní topný faktor, energetická účinnost, vytápění, tepelné ztráty

## **Abstract**

This diploma thesis deals with the assessment of SCOP of the heat pump installed in the selected building and with the determination of optimal size of accumulation which should help to heat pump work with higher temperature and higher SCOP. Annual savings of operating cost and return of investment from installation of accumulation tank are evaluated in this thesis. In the research part of this thesis are described the main components of heat pump, sources of low-potential heat and types of heat pump.

## **Keyword**

Heat pump, accumulation of heat, coefficient of performance, seasonal coefficient of performance, energy efficiency, heating, heat loss



## **Bibliografická citace**

KOHOUT, J. Tepelné čerpadlo s akumulací. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 103 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.





## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Tepelné čerpadlo s akumulací vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně dne 24. 5. 2017

Podpis: .....  
Bc. Jiří Kohout



## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné rady a cenné připomínky při psaní této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat J. Saidlovi za poskytnutí dat z meteostanice, rodině za podporu a pomoc a všem, kteří mi byli nápomocni při tvorbě práce.



## Obsah

1	Úvod.....	3
2	Kompresorová tepelná čerpadla .....	4
2.1	Kvalitativní hodnocení tepelných čerpadel.....	4
2.1.1	COP .....	4
2.1.2	SCOP .....	5
2.2	Historie tepelného čerpadla.....	6
2.2.1	Počátky tepelného čerpadla .....	6
2.2.2	Tepelná čerpadla mezi 1878–1920 .....	7
2.2.3	Tepelná čerpadla mezi roky 1920–1950.....	8
2.2.4	1950–1972 .....	9
2.2.5	1973–1989 .....	9
2.2.6	Vývoj po roce 1990 a současné trendy .....	10
2.3	Princip kompresorového tepelného čerpadla .....	11
2.3.1	Kompresor .....	12
2.3.2	Kondenzátor.....	15
2.3.3	Termostatický expanzní ventil .....	16
2.3.4	Výparník .....	17
2.3.5	Chladiva.....	17
2.4	Zdroje nízkopotenciálního tepla .....	20
2.4.1	Vzduch.....	20
2.4.2	Půda .....	23
2.4.3	Voda .....	27
2.4.4	Odpadní teplo .....	29
2.5	Provoz TČ .....	29
2.5.1	Monovalentní.....	29
2.5.2	Alternativně bivalentní provoz .....	30
2.5.3	Paralelně – bivalentní provoz .....	30
2.5.4	Částečně paralelně bivalentní provoz .....	31
2.6	Akumulace tepla .....	31
2.6.1	Akumulace citelného tepla .....	31
2.6.2	Akumulace latentního tepla .....	32
2.7	Legislativa spojená s TČ .....	33
2.7.1	Nová zelená úspora.....	33
2.7.2	Zvýhodněná dvoutarifová sazba elektřiny.....	33
3	Sorpční tepelná čerpadla .....	35
3.1	Absorpční tepelná čerpadla.....	35
3.1.1	Historie absorpčních tepelných čerpadel .....	35

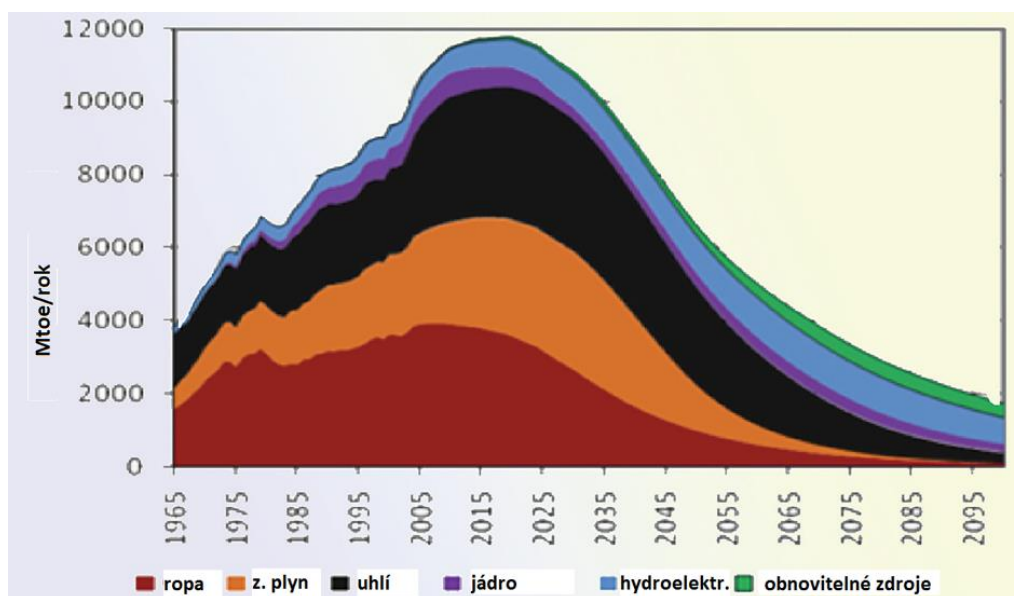
3.1.2	Princip absorpčních tepelných čerpadel .....	35
4	Výpočet SCOP, COP .....	37
4.1	Výpočet tepelného odporu objektu .....	37
4.1.1	Popis budovy .....	37
4.1.2	Stanovení součinitele prostupu tepla okna $U_w$ .....	37
4.1.3	Výpočtové hodnoty .....	38
4.1.4	Výpočtové rovnice.....	39
4.1.5	Tepelné ztráty pro 2. patro.....	39
4.1.6	Tepelné ztráty pro 1. patro.....	40
4.1.7	Tepelné ztráty pro přízemí.....	41
4.1.8	Tepelné ztráty pro celý objekt .....	42
4.2	Teplo dodané TČ .....	42
4.2.1	Popis okruhu .....	42
4.2.2	Výpočet průtoku .....	43
4.2.3	Měření teploty .....	45
4.2.4	Teplo dodané TČ do akumulární nádrže .....	46
4.3	Teplo odevzdané topným okruhem.....	47
4.3.1	Popis okruhu .....	47
4.3.2	Výpočet průtoku .....	48
4.3.3	Teplo odebrané z akumulární nádrže .....	49
4.4	Výpočet COP a SCOP TČ .....	50
4.4.1	Měření venkovní teploty a vlhkosti .....	50
4.4.2	Určení COP .....	51
4.4.3	Výpočet SCOP.....	52
4.5	Zvýšení účinnosti SCOP pomocí akumulace.....	55
4.5.1	1000 l akumulární nádrž.....	55
4.5.2	2000 l akumulární nádrž.....	57
4.5.3	5000 l akumulární nádrž.....	58
4.5.4	Návratnost investic .....	59
5	Závěr.....	61
6	Seznam použité literatury .....	62
7	Použité symboly .....	67
8	Použité zkratky .....	69
9	Seznam příloh.....	70

# 1 Úvod

V dnešní době se již považuje za standard mít v domácnosti či práci možnost tepla, elektřiny v zásuvkách či světla po sepnutí spínače. Všechnen tento komfort však vyžaduje zdroj energie, ať už se jedná o energii v primárních zdrojích, jako například uhlí, dřevo, zemní plyn, nebo energii elektrickou.

Elektrická energie se k roku 2014 na území ČR vyráběla z 86 % z neobnovitelných zdrojů primární energie. Tento malý podíl výroby z obnovitelných zdrojů na území ČR je zapříčiněn nevhodnými geologickými podmínkami pro využití například energie geotermální, vodní a větrné a nepřipraveností přenosové sítě k většímu využití energie solární. Proto je třeba vnímat obnovitelné zdroje energie spíše jako doplňkový zdroj energie ke klasickým zdrojům energie, které jsou v ČR především jádro, uhlí a zemní plyn.

Při výrobě elektrické energie by měl být kladen důraz na efektivitu využití paliva, jelikož jeho zásoby prudce klesají. Zásoby světových zásob ropy při současné těžbě činí 40-45 let, pro zemní plyn je to 60-70 let. Neoptimističtější jsou předpoklady pro uhlí, jehož zásoby se odhadují na 150-300 let. [1]



Obr.1 Podíl jednotlivých zdrojů na globálním energetickém mixu a odhad vývoje těžby (Mtoe – milion tun ekvivalentu ropy) [1]

Další aspekt při výrobě elektrické energie z nerostného bohatství by měl být jeho dopad na životní prostředí. Ačkoliv v dnešní době existují přísné limity pro spalovací procesy a čistotu vypouštěných spalin (zejména  $\text{SO}_x$  a  $\text{NO}_x$ ) do ovzduší, vliv na životní prostředí není zanedbatelný, proto bychom měli hledat nové technologie k získávání elektrické energie, a snažit se minimalizovat její spotřebu využíváním vysoce účinných zařízení.

## 2 Kompresorová tepelná čerpadla

Tepelné čerpadlo (dále jen TČ) se řadí mezi alternativní zdroje energie. TČ odjímá teplo z okolního prostředí (vody, vzduchu nebo země) a převádí ho na vyšší teplotní hladinu. Toto teplo je pak možné použít na vytápění, chlazení nebo na přípravu teplé užitkové vody (dále jen TUV).

### 2.1 Kvalitativní hodnocení tepelných čerpadel

Z důvodu zhodnocení skutečné míry environmentálních přínosů v podobě snížení spotřeby primární energie byla roku 2008 zavedena norma ČSN EN 14511-2, která nahradila starou normu z roku 1997 ČSN EN 255-2.

Výrobci mohou ověřovat parametry TČ ve svých laboratořích. V některých případech byly deklarované parametry nadhodnocovány, proto byla Evropskou asociací tepelných čerpadel (EHPA) zaveden dobrovolný systém hodnocení a certifikace v nezávislých akreditovaných testovacích centrech.

#### 2.1.1 COP

Pro transformaci nízkopotenciálního tepla potřebuje klasické TČ s kompresory pohon, který tento kompresor pohání. Nejrozšířenější je pohon elektřinou. Míra, s jakou účinností TČ pracuje, udává topný faktor COP (coefficient of performance), což je podíl energie, které TČ získá z okolí, a energie dodané.

$$COP = \frac{Q}{P_0} \quad (1)$$

U tepelných čerpadel vzduch-voda se COP pohybuje v rozmezí 2-5 v závislosti na okolních podmínkách a provozním režimu.

COP se určuje z laboratorního měření dle ČSN EN 14511 při různých normovaných (standardních) podmínkách. Normované podmínky jsou uvedeny v tab. 1. Pro tepelná čerpadla vzduch-voda se měření provádí pro pět teplot v rozmezí od -15 °C do 12 °C. Nejméně měření se provádí pro tepelná čerpadla voda-voda, pro které stačí měření pro dvě teploty (nejčastěji 10 °C a 15 °C). [7]

Tab.1 Normované podmínky [2]

Tepelné čerpadlo	Normované podmínky	Požadavek na Q-label
Vzduch-voda	A2/W35	COP > 3,1
Země -voda	B0/W35	COP > 4,3
Voda-voda	W10/W35	COP > 5,1
Země <sup>1</sup> - voda	E4/W35	COP > 4,3

V tabulce 1 označení A2 znamená, že na vstupu do výparníku je teplota vzduchu 2 °C a W35 značí teplotu 35 °C na výstupu z kondenzátoru. B0 značí teplotu solanky 0 °C na vstupu do výparníku a W10 teplotu vody 10 °C na vstupu do výparníku. E4 značí nespecifikovanou



pracovní látku o teplotě 4 °C. V tab. 1 označení Země<sup>1</sup> vyjadřuje přímé odpařování pracovní látky tepelného čerpadla v zemním tepelném výměníku.

Dále je v tab. 1 uvedena minimální hodnota COP, při kterém TČ obdrží značku kvality Q-label, kterou vydává Evropská asociace pro tepelná čerpadla (EHPA). Kromě hodnoty COP je třeba, aby značka splnila další kritéria jako hladina hluku, servis, záruka, dodávka náhradních dílů a jiné. [2,3]



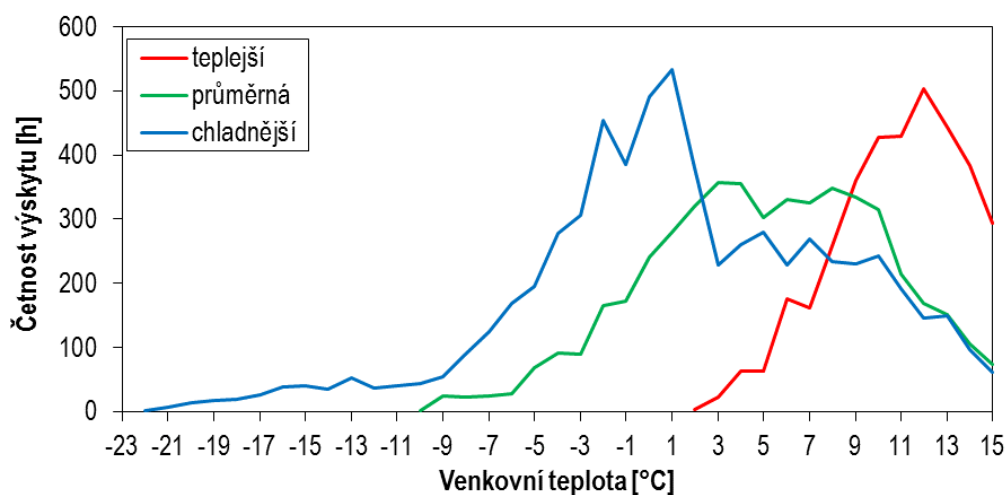
Obr. 2 Značka kvality Q-label [3]

### 2.1.2 SCOP

O něco vhodnějším parametrem pro určení energetické účinnosti je hodnota sezónního topného faktoru SCOP (seasonal coefficient of performance). Výpočet SCOP se provádí pro určitou tepelnou ztrátu domu, standardizovanou otopnou soustavu a standardní klimatické podmínky. [4,7]

Pro výpočet SCOP TČ jsou pro Evropu definované tři oblasti standardních klimatických podmínek:

- chladnější odpovídá klimatu v Helsinkách,
- průměrná odpovídá klimatu ve Štrasburku,
- teplejší odpovídá klimatu v Aténách.



Obr.3 Četnost výskytu teplot v otopném období podle ČSN EN 14825 pro tři definované oblasti [5]

Klimatické podmínky ČR nejlépe vystihuje průměrná oblast. SCOP je dán podílem celkové spotřeby elektřiny za topné období a množstvím vyrobeného tepla. Spotřeba elektřiny se určí jako součet spotřeb pro jednotlivé dílčí teplotní intervaly s krokem 1 °C s uvážením četnosti teplot, se kterou se průměrně vyskytují. [4]

$$SCOP = \frac{\text{roční spotřeba tepla}}{\text{roční spotřeba elektřiny}} = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad [-] \quad (2)$$

### 2.1.2.1 Sezónní účinnosti vytápění

Pro sjednocení kvalitativního hodnocení TČ byla zavedena sezónní účinnost vytápění. Při vyhodnocování sezónní účinnosti je hodnocen tepelný zisk v poměru ke spotřebované primární energii. To znamená, že pokud TČ využívá elektřinu, bude její spotřeba násobena stanoveným faktorem CC (pro ČR a celou EU je CC = 2,5). To zohledňuje účinnost její výroby a distribuce elektrizační soustavou k odběrateli. Koeficient CC 2,5 znamená účinnost výroby a distribuce 40 %. Tato hodnota také bere v potaz náhradní vytápění elektrokotlem či jiným zdrojem. [4]

Sezónní účinnosti vytápění pro TČ poháněná elektrikou:

$$\eta_s = \left( \frac{SCOP}{CC} \right) \cdot 100 - \sum F(i) \quad (3)$$

Sezónní účinnosti vytápění pro TČ poháněná palivy:

$$\eta_s = SPER - \sum F(i) \quad (4)$$

SPER, sezónní koeficient primární energie, je využíván pro TČ poháněná tepelnou energií k vyjádření energické účinnosti výroby tepla za pomoci přivedené hnací (tepelné) energie.

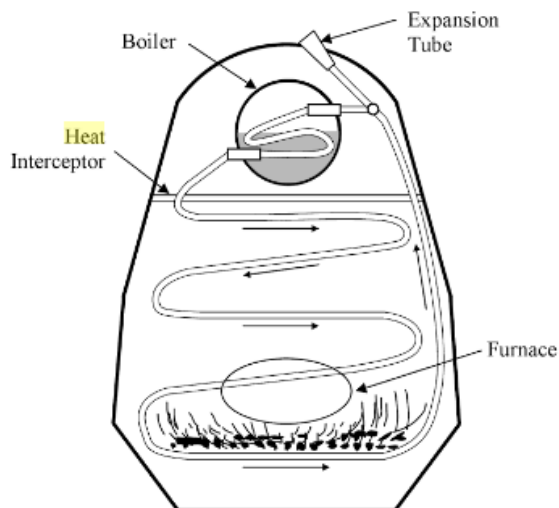
$\Sigma F(i)$  jsou korekce účinnosti zohledňující záporné příspěvky TČ, regulátoru teploty a případného solárního zařízení. Například pro TČ (bez solárního zařízení) je  $F(1) = 3\%$ , v případě TČ země-voda je dále třeba započíst  $F(2) = 5\%$  na pohon cirkulačního čerpadla zemního kolektoru. [4]

## 2.2 Historie tepelného čerpadla

V následujících kapitolách bude stručně popsán vývoj TČ s přihlédnutím k celosvětovému dění.

### 2.2.1 Počátky tepelného čerpadla

TČ funguje v cyklu výpar – kondenzace. Tato myšlenka byla dříve realizována v Perkinsově trubici než v TČ. Perkinsova trubice byla roku 1878 popsána v patentu Jacobem Perkinsem, pocházejícím z rodiny Perkinsových, kteří na přelomu 19. a 20. století registrovali mnoho patentů.



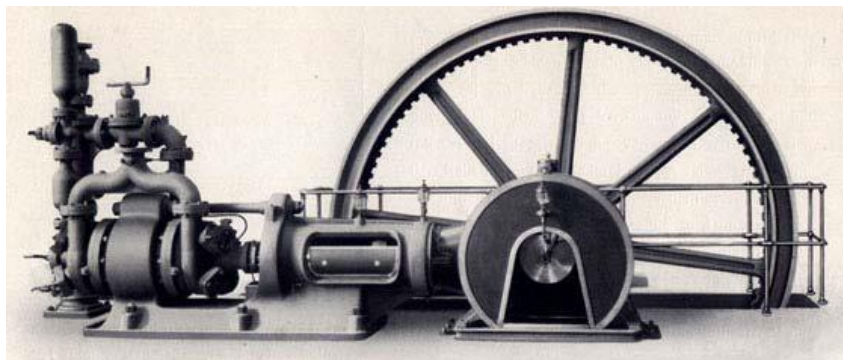
Obr. 4 Perkinsova trubka [7]

V Perkinsových trubicích je přestup tepla realizován pomocí výparu a cirkulace na základě rozdílu hustot, která se mění v závislosti na teplotě. Kapalina je uzavřena ve smyčce a v místech píčky dochází k výparu. Kapalina poté pokračuje do boileru, kde je teplo odebráno a kde kapalina opět kondenzuje. [7]

Nejzajímavější objevy na tomto vynálezu byly uskutečněny dvojicí L. P. Perkinsem a W. E. Buckem, kteří zkoušeli i jiné provozní kapaliny, než byla voda, například dietyléter nebo čpavek. To umožňovalo dosáhnout vyšší výparné teploty. [7]

### 2.2.2 Tepelná čerpadla mezi 1878–1920

V Evropě se na počátcích vývoje tepelných čerpadel a jejich komponent zasloužilo nejvíce Švýcarsko. Roku 1878 šéf výroby parních motorů Sulzer začal s konstrukcí kompresoru sloužícího ke chlazení. Jak je možné vidět na obr. 5, byl velmi objemný. První takový kompresor byl roku 1878 exportován do Bombaje, kde sloužil na výrobu ledu. První chladicí zařízení ve Švýcarsku pracující se Sulzerovými kompresory bylo instalováno roku 1879 do pivovaru Hürlimann v Curychu. V roce 1898 Sulzer a jeho tým vyrobili dvoustupňový kompresor na sloučeniny amoniaku, následovaný chladícím kompresorem, který měl výkon 1,45MW. Podobný koncept kompresoru byl využit na chlazení vzduchu v hotelu Buenos Aires v roce 1914. [8]



Obr. 5 Sulzerův pístový kompresor poháněný parním soustrojím [8]

Roku 1876 bylo vyvinuto P. Piccardem a J.H. Weiblem první tepelné čerpadlo, které mělo pomáhat při těžbě soli ve Švýcarsku. O rok později bylo toto tepelné čerpadlo instalováno ve městě Bex a pomocí tepla získaného tímto TČ produkovalo cca 175 kg/h soli. [8]

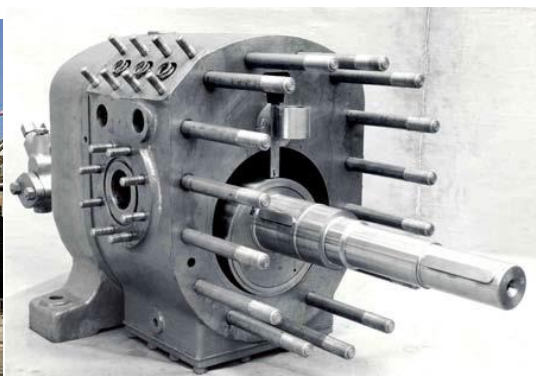
### 2.2.3 Tepelná čerpadla mezi roky 1920–1950

V letech 1920–1950 se tepelná čerpadla začala používat pro vytápění domácností a ohřev vody. Vývoj kompresoru a zvětšení otáček s sebou přinesl razantní zmenšení velikosti a váhy. Po roce 1918 se k pohonu kompresoru začal používat synchronní elektromotor.

Švýcarsko mezi roky 1920 a 1950 trpělo nedostatkem paliva jako je uhlí a ropa, a proto se začaly dělat pokusy s využíváním tepla z chladících zařízení. Ve 30. letech bylo teplo využíváno např. u zimních stadionů či pivovarů. Mezi roky 1938 a 1945 bylo instalováno 35 tepelných čerpadel převážně od konstruktérů Sulzera a Escher Wyss. Jako hlavní zdroj tepla pro tyto tepelná čerpadla se staly řeky, jezera a odpadní teplo. [8]

Tab. 2 Některá tepelná čerpadla instalovaná v Zurichu [8]

	Radnice	Bazén	Vytápění čtvrtě	Administrativní budova
Rok instalace	1938	1941	1942	1943
Vytápěcí výkon [kW]	100	1025	5860	1750
Výkon na jednotku [kW]	100	325 / 700	2*2000 / 1860	1750
Zdroj tepla	Řeka	Odpadní teplo / jezerní voda	Řeka	Řeka
Teplota zdroje tepla [°C]	7	23 / 7	9 / 9	7
Teplota výstupní [°C]	60	45 / 50	71 / 71	50
COP		8.0 / 3.5	2.58 / 2.73	4.0
Počet kompresorů	1	2 / 3	2 / 1	4
Typ kompresoru	Rotační pístový	Pístový	Radiální kompresor / pístový	Pístový
Chladivo	R-12	Amoniak	R11 / Amoniak	Amoniak
Vyrobena	Escher-Wyss	Escher-Wyss	Brown-Boveri / Sulzer	Escher-Wyss



Obr. 6 Městská radnice v Curychu a kompresor pohánějící TČ [8]

V roce 1950 bylo již ve Švýcarsku instalováno přes 60 tepelných čerpadel, z nichž největší mělo výkon 5.86 MW.

V USA bylo první tepelné čerpadlo zkonstruováno Robertem C. Webberem začátkem 30. let 19. století převážně pro chladicí účely, nicméně poskytovalo i možnost vytápění s menší účinností. Na původní myšlenku přišel Webber při pokusech s hlubokým zmražením, kdy se popálil o výstupní potrubí. Weber propojil výstup mrazáku se zásobníkem na teplou vodu a přebytečné teplo pomocí větráku a potrubní smyčky vháněl do domu. Koncem 40. let vyvinul Webber geotermální čerpadlo. Toto odstartovalo velký rozmach v instalaci chladících zařízení, kterých bylo v roce 1974 prodáno přes 43 000 kusů. [8]

#### **2.2.4 1950–1972**

Období mezi roky 1950 a 1972 se vyznačuje trvalým poklesem ceny ropy. To mělo za následek využívání dosavadních způsobů vytápění a stagnaci ve vývoji tepelných čerpadel a pokles poptávky na trhu.

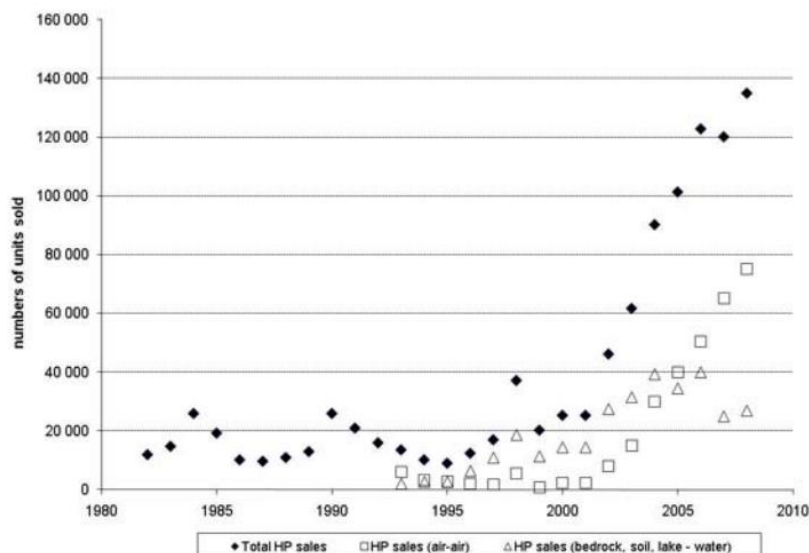
#### **2.2.5 1973–1989**

Na podzim roku 1973 Organizace zemí vyvážející ropy (OPEC) snížila těžbu ropy se záměrem ovládnutí cen na trhu a zároveň vyhlásila embargo na vývoz ropy. To bylo zapříčiněno převýšením poptávky nad její nabídkou. Tento jev se nazývá ropný šok. Na konci embargo roku 1974 se zvýšila cena ropy přes 300 %. Tím se dostalo do povědomí hospodárné využívání energie a zvýšila se podpora alternativních zdrojů energie.

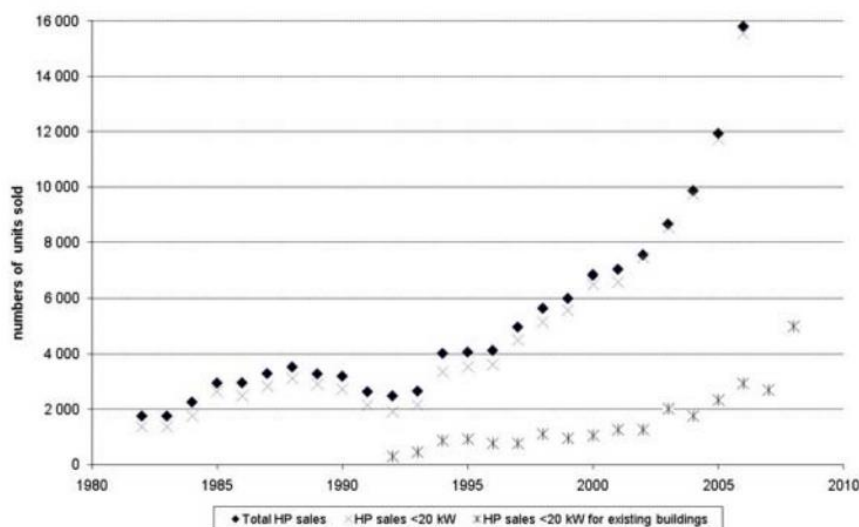
Druhý ropný šok nastal roku 1979 a vyvrcholil válkou mezi Iránem a Irákem v roce 1980. Obě tyto krize měly na vývoj tepelných čerpadel pozitivní dopad, jelikož se začala hledat náhrada za kotle na topný olej. Na konci roku 1979 bylo celosvětově instalováno skoro 800 000 tepelných čerpadel a téměř 4 000 000 klimatizačních jednotek, které umožňovaly reverzní chod. [8,9]

Mezi roky 1981 a 1983 se společnosti Volkswagen a Ruhrgas podílely na vývoji tzv. termodieselu, což je vlastně tepelné čerpadlo poháněné diesellovým motorem o objemu 1,6 litru, nicméně se jednalo o objemový stroj, a tak jeho životnost byla značně omezena.

Roku 1982 vypukl rozmach v instalaci tepelných čerpadel ve skandinávských zemích a ve Švýcarsku. Tyto země jsou považovány za evropské průkopníky ve vývoji tepelných čerpadel. Vývoj instalovaných jednotek ve Švýcarsku a Švédsku od roku 1982 můžeme vidět na obr. 7 a obr. 8.



Obr.7 Vývoj instalace jednotek tepelných čerpadel ve Švédsku [9]



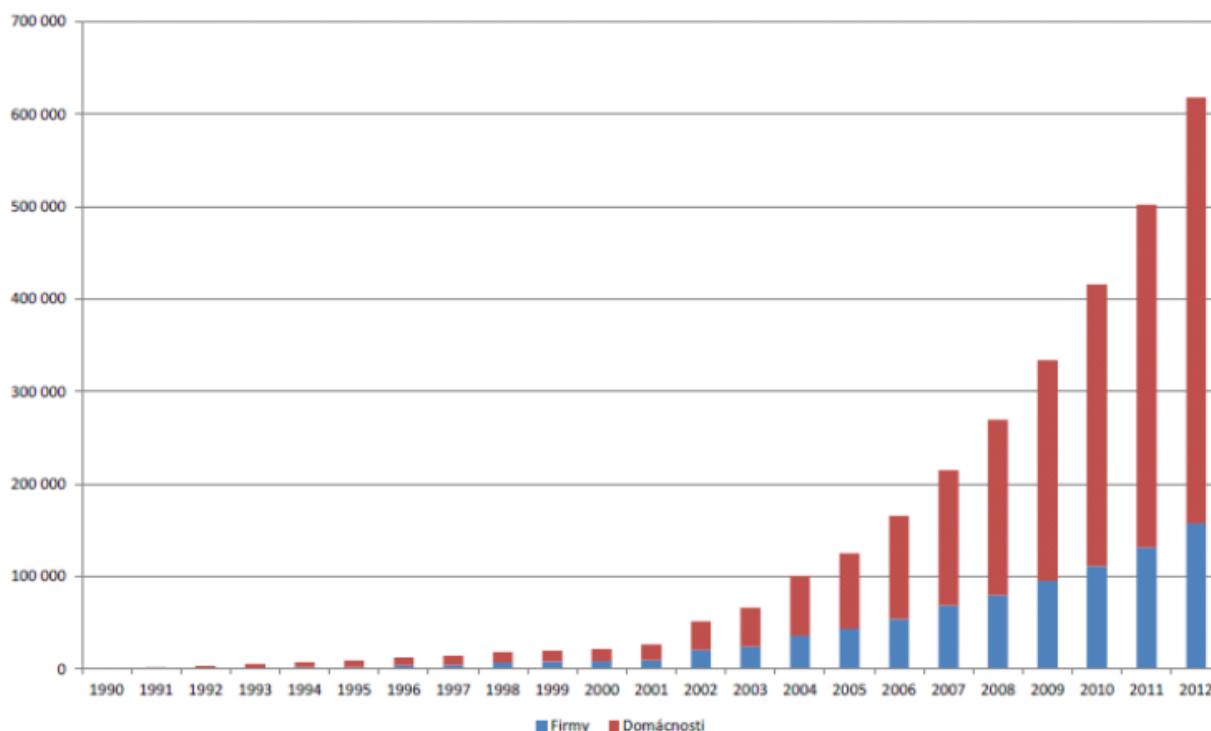
Obr. 8 Vývoj instalace jednotek tepelných čerpadel ve Švýcarsku [9]

Z grafu na obr. 8 je patrné že mezi roky 1980-1995 probíhala instalace převážně malých TČ s výkonem do 20 kW.

### 2.2.6 Vývoj po roce 1990 a současné trendy

Tato podkapitola sledující vývoj TČ od roku 1990 se bude zabývat vývojem pouze na území ČR.

Jedny z prvních TČ byla instalována začátkem 90. let minulého století Jihomoravskou energetikou. Vesměs se jednalo o malé jednotky s přímým odparem typu země-voda. Kolem roku 1993 se na náš trh začala dovážet TČ zahraničních výrobců, především typu země-voda. TČ vzduch-voda měla využití jen do 0 °C venkovní teploty. [10, 11]



Obr. 9 Vývoj v instalace jednotek tepelných čerpadel na území ČR [10]

Rok 2000 umožnil exponenciální růst v instalaci TČ, a to z několika důvodů:

- vývoj nových typů TČ, které umožnily pracovat až do  $-20^{\circ}\text{C}$ ,
- dotační programy od státu,
- zavedení speciálních tarifů elektřiny pro TČ.

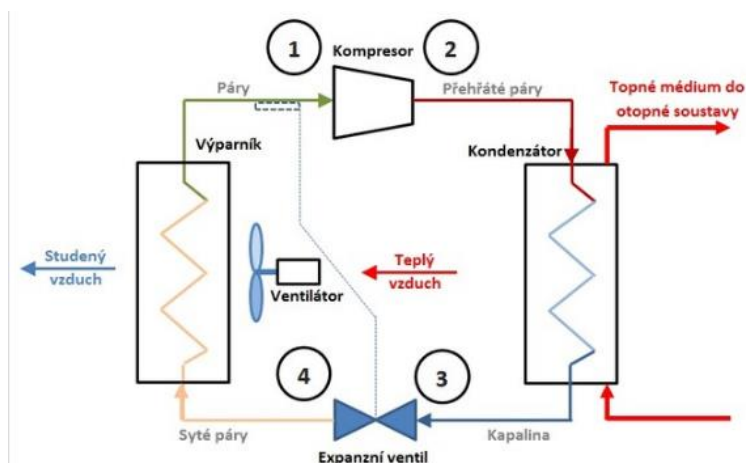
## 2.3 Princip kompresorového tepelného čerpadla

Celý princip je schématicky znázorněn na obr. 10 a oběh chladiva v p-h diagramu na obr. 11. Proces začíná nasátím par chladiva do kompresoru. Ten jej stlačuje a vlivem stlačení se páry zahřívají. V p-h diagramu je komprese vyobrazena mezi body 1 a 2. Z diagramu je vidět, že komprese neprobíhá izoentropicky. To je způsobeno tepelnými a třecími ztrátami, ale ty jsou z části kompenzovány odpadním teplem z pohonu kompresoru.

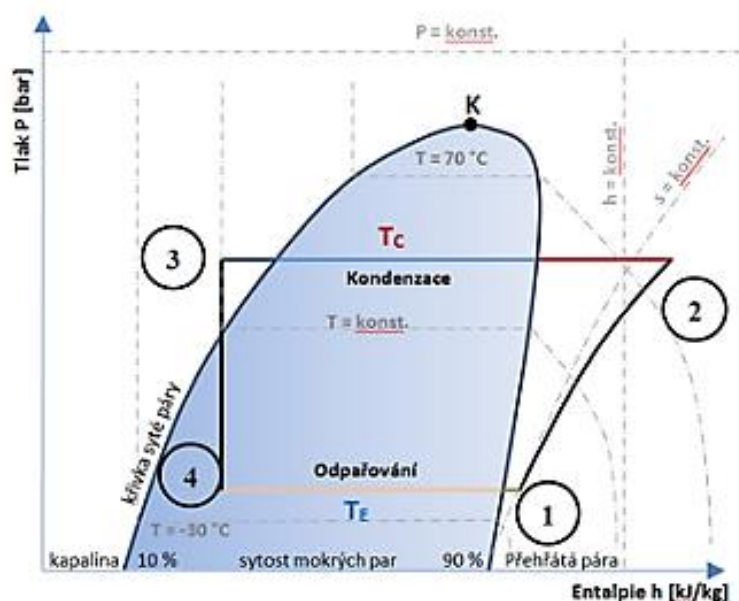
Z kompresoru vychází přehřáté páry a ty ústí do kondenzátoru, kde se páry chladiva ochlazují a předávají teplo médiu, kterým je teplo přepravováno do otopného okruhu. Ochlazení probíhá až na teplotu kondenzace. Zkondenzované chladivo pro správnou funkci expanzního ventilu vychází z kondenzátoru mírně podchlazené.

Kapalné chladivo dále vstupuje do škrticího ventilu (body 3 a 4), který sníží tlak a dochází k vypařování kapalného chladiva. Dále směs kapaliny a plyn vstupuje do výparníku, kde se chladivo dostává do přehřátého stavu. Přehřátí je důležité zejména jako opatření proti vniknutí kapalného chladiva do kompresoru. To by mohlo způsobit jeho trvalé poškození.





Obr. 10 Schématické znázornění principu TČ [11]



Obr. 11 p-h diagram oběhu chladiva v TČ [11]

### 2.3.1 Kompresor

Kompresor slouží k nasávání plynu chladiva z výparníku při tlaku odpovídajícímu výparné teplotě a zatlačuje ho tak, že jeho tlak odpovídá kondenzační teplotě. Dodáním práce kompresoru dojde ke zvýšení tlaku a tím i teploty chladiva.

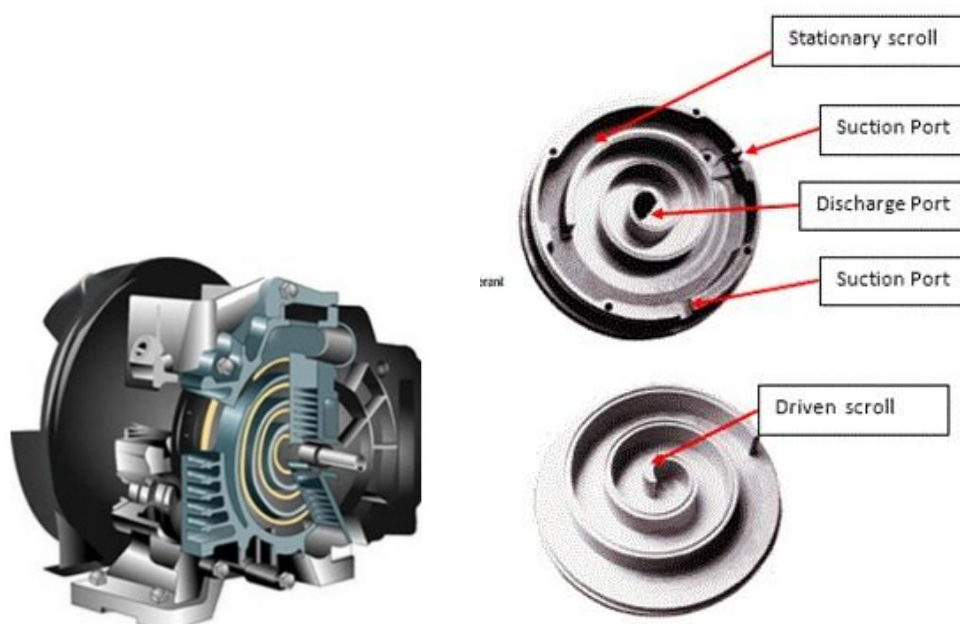
Většinou jsou kompresory v tepelných čerpadlech hermetické, což znamená, že pohonný elektrický motor a kompresor jsou uloženy v jedné tlakově uzavřené nádobě. Tímto způsobem je zabráněno úniku chladiva do atmosféry přes spojovací těsnění.

Nejčastěji se v tepelných čerpadlech používají dva typy rotačních kompresorů, a to kompresory scroll a dvojité rotační kompresory, ale můžeme se setkat i s kompresory šroubovými.

#### 2.3.1.1 Spirálový (scroll) kompresor

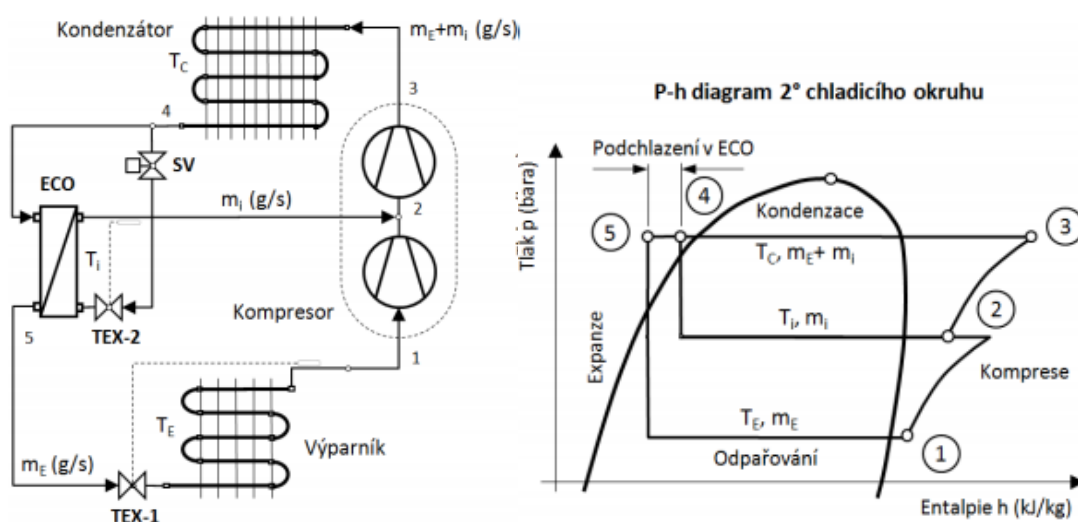
První kompresor tohoto typu byl zkonstruován počátkem 20. století. Princip tohoto kompresoru spočívá v excentrickém pohybu dvou spirál, z nichž jedna je pevná a druhá excentricky rotuje. Na vnějšku spirály dochází k nasátí vzduchu a je stlačován směrem ke středu rotoru. Aby nedocházelo k úniku média, musí být prostor mezi spirálami mazán. To je problém při provozu v jiných než návrhových stavech. [13]





Obr. 12 Kompresor scroll a jeho statorová a rotorová část [12]

Novější generace scroll kompresoru se nazývá EVI scroll (Enhanced Vapor Injection). Kompresor EVI scroll oproti klasickému kompresoru scroll udržuje konstantní teplotu na výtlaku. Toho je docíleno pomocí přísavání chladných par chladiva do prostoru mezi rotorem a statorem. [14]



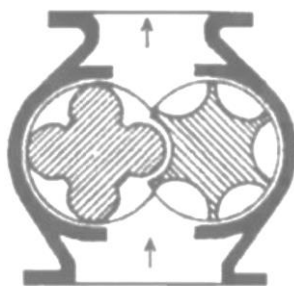
Obr. 13 Evi scroll – schématický oběd a P-h diagram [14]

Nejnovější generace kompresoru scroll se nazývá digital scroll. Tento kompresor byl vyvíjen od roku 1993 a poprvé byl použit roku 2000 v Číně. Tento kompresor dovoluje velký rozsah regulace 10-100 % a to díky mechanismu, který od sebe oddálí rotor a stator až na vzdálenost 1 mm a tím přeruší stlačovací fázi kompresoru. Kompresor pracuje ve 20 vteřinovém cyklu a podle požadovaného výkonu se přerušuje a zapíná stlačování. [14]

### 2.3.1.2 Šroubový kompresor

Šroubový kompresor se používá až pro větší výkony. Princip těchto kompresorů spočívá v odvalování dvou šroubových rotorů v protichůdném směru, které do sebe zapadají, jak je

možné vidět na obr. 14. Tyto kompresory se vyznačují dlouhou životností a spolehlivostí, protože se v konstrukci nevyskytuje mnoho pohyblivých částí. [15,16]



Obr. 14 Princip šroubového kompresoru [15]

Pro stlačování vzduchu se většinou používá bezmazná i mazná verze těchto kompresorů. U mazných variant je olej vstřikován do prostoru mezi rotor a kompresorovou skříň a slouží k chlazení, mazání a utěsnění prostorů, kterými by jinak mohl unikat vzduch, a tím zároveň zvyšuje účinnost. [15,16]



Obr. 15 Šroubový kompresor [17]

Nevýhodou šroubových kompresorů je neměnný vestavěný tlakový poměr a značný hluk o vysoké frekvenci.

#### 2.3.1.3 Rotační kompresory

Nejčastější provedení rotačních kompresorů je se dvěma stlačovacími komorami, proto jsou někdy označovány jako dvojité rotační kompresory. V každé ze stlačovacích komor se otáčí excentrická vačka, která stlačuje chladivo. Obě vačky jsou uloženy na jedné hřídeli a jsou nastaveny v protilehlých polohách, což zaručuje menší namáhání rotoru a hřídele a menší kolísání výstupních tlaků.

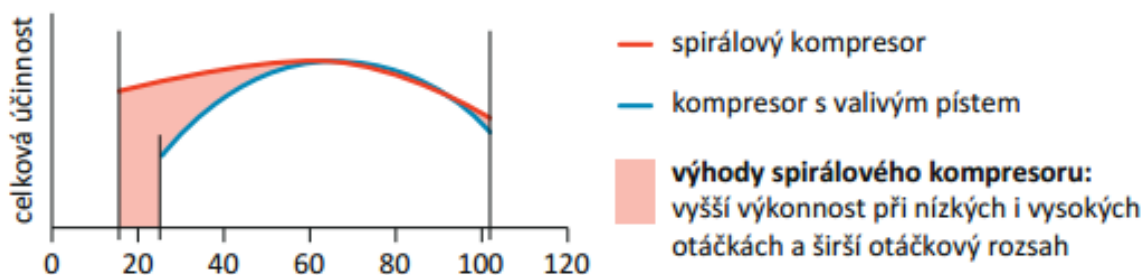
Pro pístové kompresory je charakteristická větší hlučnost a poměrně malá životnost. To je však kompenzováno cenou, ve které jim ostatní kompresory nemohou konkurovat. Jednou z nevýhod těchto kompresorů je náchylnost k hydraulickému rázu (vniknutí kapalného chladiva do kompresoru), a proto jsou některé kompresory vybaveny protirázovými opatřeními. [11,19]



Obr. 16 Dvojitý rotační kompresor [12]

#### 2.3.1.4 Srovnání účinnosti kompresorů

Pro TČ se v drtivé většině využívá kompresorů rotačních či kompresorů scroll, proto budou srovnány pouze tyto dva typy kompresorů.



Obr. 17 Srovnání účinnosti kompresorů rotačních a spirálových [18]

Z obr. 17 vyplývá, že kompresory typu scroll dovolují větší rozsah regulace než rotační kompresory. To je vykoupeno jejich cenou, která klasickým rotačním kompresorů nemůže konkurovat.

### 2.3.2 Kondenzátor

Kondenzátor je vlastně výměník tepla sloužící k přenosu tepla, přičemž stále platí Clausiova formulace druhého termodynamické zákona, která říká, že teplo je předáváno z prostředí o větší teplotě do prostředí o menší teplotě. Během kondenzace chladiva se předává citelné a latentní teplo do topného okruhu.

Konstrukce pro přenos mezi médii kapalina/chladivo, což je charakteristické pro kondenzátor, se využívá výměníků deskových či trubkových, které jsou vyrobeny nejčastěji z mědi či nerezavějící oceli.

#### 2.3.2.1 Deskové výměníky

Tyto výměníky jsou pro charakteristické pro kondenzátor TČ a jsou tvořeny skupinou nerezových desek. Desky jsou na pevně spojeny svařem z mědi či niklu a tvoří jediný celek. To zaručuje velkou pevnost a kompaktnost výměníků. Další výhody těchto výměníků je vysoká účinnost a vysoký přenášený tepelný výkon.

Výměníky musí být konstrukčně upraveny tak, aby snesly kolísání tlaků chladiva. Zkušební tlaky dosahují až 4 MPa. Deskové výměníky v TČ jsou zpravidla nerozebíratelné, což

znemožňuje čištění a případné opravy. Pro větší výkony je výměník vybaven rozdělovačem, který zvýší rovnoměrnost rozdělení chladiva a tím i rovnoměrnost přenosu tepla.



Obr. 18 Deskový výměník tepla [14]

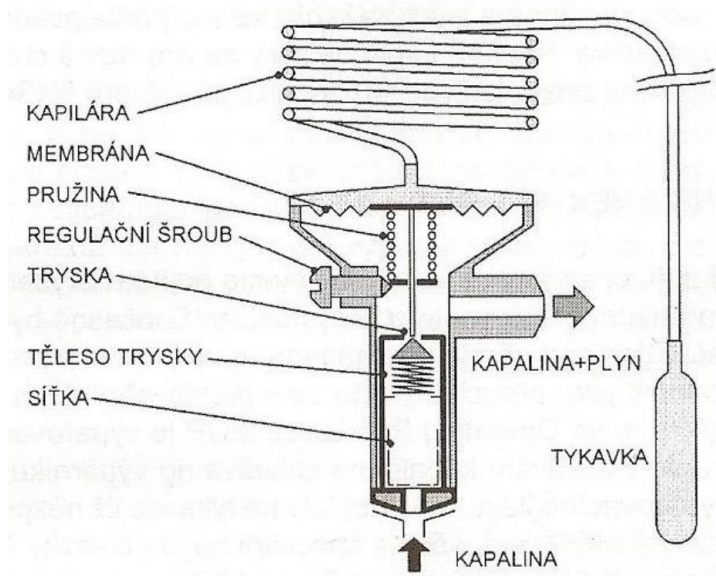
Nerezové desky mají speciální prolisy, které jsou tvarovány tak, že při složení na sebe vytvoří dvě skupiny kanálků, kterými pak odděleně proti sobě proudí teplotnosná média. Kanálky jsou tvarovány tak, aby vytvářely silně turbulentní proudění, což zamezuje usazování nečistot a zvětšuje prostup tepla.

#### 2.3.2.2 Trubkové výměníky

Trubkovým svazkem proudí chladivo, které je ochlazováno a kondenzuje zde. Trubkové výměníky se v klasických kompresorových TČ nevyužívají, a proto jim v této práci nebude věnována pozornost.

#### 2.3.3 Termostatický expanzní ventil

Termostatický expanzní ventil slouží k regulaci množství vstřikovaného kapalného chladiva a tím se zajistí optimální chod výparníku. Schematicky je expanzní ventil zobrazen na obr. 19. Někdy je ventil označován jako termostatický expanzní ventil. Pro správnou funkci je třeba, aby se v chladivu vstupujícího do ventilu nevyskytovaly plynové bubliny či nežádoucí vlhkost, která by mohla v místě trysky zamrznout.



Obr. 19 Schéma expanzního ventilu [15]

Hlavní částí expanzního ventilu je tryska, která je otevírána a zavírána pomocí tlaku plynu chladiva. Při zvýšené teplotě expanduje plyn v tykavce a tlak vyvolaný expanzí působí na membránu, která trysku otevírá. Tlak plynu chladiva v potrubí spolu s pružinou působí na membránu z opačné strany, čímž trysku zavírá. [15]

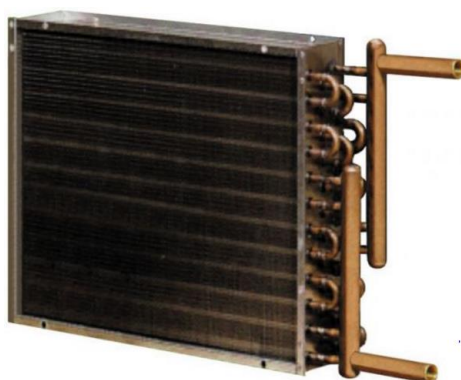
### 2.3.4 Výparník

Výparník je výměník tepla, který slouží k přenosu tepla ze zdroje tepla do chladiva. Výparník musí mít obdobně jako kondenzátor takovou konstrukci, která je odolná vůči vlivům použitého chladiva.

Pro TČ vzduch-voda se jako výparník nejčastěji používá lamelový výměník doplněný o ventilátor. Ventilátor používá k pohonu ve většině případů asynchronní elektromotory. Někdy se využívá regulace otáček ventilátoru k regulaci výkonu celého TČ.

#### 2.3.4.1 Lamelový výměník

Lamelový výměník se skládá z jedné nebo více řad měděných trubek, které jsou doplněny o hliníkové lamely sloužící k zvětšení jejich teplosměnného povrchu. Výměníky mají obvykle více sekcí trubek spojených paralelně.



Obr. 20 Lamelový výměník [20]

### 2.3.5 Chladiva

Chladivem je možné nazvat látku, která má schopnost odebírat teplo ze zvoleného prostředí a předávat jej na určené místo. Je to látka, která obíhá uvnitř okruhu tepelného čerpadla, přičemž buď teplo přijímá nebo vydává. Tato látka musí mít pro správnou funkci velmi přesně specifikované vlastnosti. Zvláště v poslední 30 letech je kladen důraz na dopad chladiv na životní prostředí a na jejich bezpečnost.

#### 2.3.5.1 Rozdělení chladiv dle fázové přeměny

Chladiva se mohou dělit dle několika hledisek. Jedno z nich jsou teplotní vlastnosti a poměr složek. Dále je dělíme podle chemického složení.

#### Azeotropní chladiva

Azeotropní chladiva během fázové přeměny z páry na kapalinu nemění složení par a kapaliny a jejich chování můžeme přiblížit k čistým kapalinám. Jednosložková azeotropní chladiva jsou například R22 či R290 a vícesložková jsou R502 a R507. [15]

## **Zeotropní chladiva**

Zeotropní chladiva jsou směsi až 4 druhů chladiv. V průběhu fázové přeměny těchto plynů se mění jejich složení. U zeotropních chladiv se často udává tzv. teplotní skluz (glide), který nám ukazuje rozdíl teplot varu složek plynu při stejném tlaku. Hodnota teplotního skluzu se u zeotropních chladiv pohybuje od několika jednotek kelvinů až po desítky kelvinů. [15]

### **2.3.5.2 Vliv chladiv na životní prostředí**

Vliv chladících plynů na poškozování ozonové vrstvy udává koeficient ODP (ozone depletion potencial). Jako referenční plyn byl určen freon R11, který má hodnotu ODP 1. Čím je číslo ODP nižší, tím menší má vliv na životní prostředí.

Vliv chladících plynů na skleníkový efekt a potažmo na globální oteplování určuje koeficient GWP (global warming potential). Jako referenční hodnota je zde působení CO<sub>2</sub> po dobu 100 let, jehož hodnota GWP je 1. Čím je hodnota GWP menší, tím má dané chladivo menší vliv na skleníkový efekt. [15]

### **2.3.5.3 Rozdělení chladiva dle chemického složení**

Dle chemického složení si chladiva můžeme rozdělit do 4 skupin:

- CFC,
- HCFC,
- HFC,
- HC.

## **CFC**

Chladiva CFC jsou plně halogenní, což znamená, že všechny prvky vodíku v molekule uhlovodíku jsou nahrazeny atomy halogeny. Tato chladiva byla používána hlavně v minulosti, nicméně po zavedení Kjótského protokolu (1977) byla snaha o omezení používání těchto chladiv. Konkrétně do této kategorie patří například tzv. tvrdé freony R11, R12, R13, R114, R115, R502 a všechny jsou charakteristické vysokým ODP i GWP. [15,22,23]

Tab. 3 Chladiva CFC

OZNAČENÍ	Látka/složení	GWP	ODP
R11	CCl <sub>3</sub> F	4600	1
R12	CCL <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	8500	1
R12B1	CClF <sub>2</sub> Br	1300	5,1
R13	CClF <sub>2</sub> Br	14000	1
R13B1	CClF <sub>3</sub>	6900	12
R113	C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	6000	0,9
R114	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	9800	0,85
R500	R12/R152a - 73,8/26,2%	7900	0,605
R502	R22/R115 - 48,8/51,2%	4500	0,221
R503	R13/R23 59,9/40,1%	13000	0,599

Tato chladiva mají výborné termodynamické vlastnosti a jsou relativně bezpečné. Nevýhodou těchto chladiv je především to, že se v atmosféře rozkládají stovky let. [24]

## **HCFC**

Chladiva HCFC jsou částečně homogenizované uhlovodíky, které jsou někdy označovány jako měkké freony. Tyto uhlovodíky mají některé atomy vodíku nahrazeny fluorem či chlorem. Zástupce těchto chladiv je například R21, R22, R141b nebo R142b. Hodnota ODP je



několinásobně nižší než u CFC chladiv, ale i tak je v platnosti nařízení Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 1005/2009, které jejich použití postupně omezovalo a nakonec úplně zakázalo z důvodu vysoké hodnoty GWP. Použití těchto chladiv je zakázáno od 31.12. 2014. [15,22,23,24]

### HFC

Chladiva HFC (HydroFluoroCarbons) byla vyvinuta jako náhrada za chladiva, která ohrožovala ozonovou vrstvu. HFC uhlovodíky nemají v molekulách atom chloru, který ozonovou vrstvu poškozuje. Jejich hodnota ODP je rovna nule, nicméně je to stále skleníkový plyn, a proto je používání těchto chladiv předmětem dohadů. K nevýhodám patří zejména jejich hořlavost a výbušnost. Z důvodů regulace používání chladiv HCFC jsou chladiva HFC nejvyužívanější. Někteří zástupci jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Chladiva HFC

Označení	Látka/složení	GWP	ODP
R23	CHF <sub>3</sub>	14800	0
R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	675	0
R125	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	3500	0
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1430	0
R152a	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	124	0
R143a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	4470	0
R227ea	C <sub>3</sub> HF <sub>7</sub>	3220	0
R236fa	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	9810	0
R404A	R125 / R134a / R143a - 44 / 4 / 52 %	3922	0
R407A	R32 / R125 / R134a - 20 / 40 / 40 %	2107	0
R407B	R32 / R125 / R134a - 10 / 70 / 20 %	2804	0
R407C	R32 / R125 / R134a - 23 / 25 / 52 %	1774	0
R410A	R32 / R125 - 50 / 50 %	2088	0
R417A	R125 / R134a / R600 - 46,6 / 50 / 3,4 %	2346	0
R422D	R125 / R134a / R600 - 65,1 / 31,5 / 3,4 %	2729	0
R427A	R32 / R125 / R143a / 134a - 15 / 25 / 10 / 50 %	2138	0
R437A	R134a / R125 / R600 / R601 - 78,5 / 19,5 / 1,4 / 0,6 %	1805	0
R507	R125 / R143a - 50 / 50 %	3985	0
R508A	R23 / R116 - 39 / 61 %	13214	0
R508B	R23 / R116 - 46 / 54 %	13396	0

### HC

Nejmenší vliv na životní prostředí mají přírodní chladiva označována jako HC. Tato chladiva se používala zejména v padesátých letech, než byla na trh uvedena chladiva na bázi fluorokarbonu. Nyní se jejich použití rozšiřuje kvůli jejich minimálnímu negativnímu dopadu na životní prostředí. [15,22,23]

Tab. 4 Chladiva HC

Označení	Látka/složení	GWP	ODP	Označení
R170	Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6	0
R290	Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3	0
R600a	Isobutan	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	3	0
R717	Amoniak (čpavek)	CH <sub>3</sub>	0	0
R744	Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	1	0
R1270	Propylen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	2	0

### Nejpoužívanější druhy chladiv v tepelných čerpadlech

Chladivo R407c (Nibe, Siemens, MasterTherm, atd.):

Je to směs R32/R125/R134a v poměru 23/25/52 %. Lze je používat pouze v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu -43,8 °C. Provozní tlaky jsou vyšší než u chladiva R22. V současné době se používají u tepelných čerpadel země-voda, voda-voda.

Chladivo R410a (Regulus, atd.):

Je to směs R32/R125 v poměru 50/50 %. Lze je používat jen v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu -51,6 °C. Požadavky na provozní tlaky jsou až 4 MPa. Jedná se o látku nehořlavou, nevýbušnou a nejedovatou.

Chladivo R404a (Hot Jet, Siemens, MasterTherm, atd.):

Je to směs R125/R134a/R143a v poměru 44/52/4 %. Lze je používat jen v kombinaci s oleji POE. Při atmosférickém tlaku je bod varu -46,4 °C. Nahrazují chladiva R22 a R502. Používají se většinou u tepelných čerpadel vzduch-voda. [25]

## 2.4 Zdroje nízkopotenciálního tepla

Jak bylo řečeno, TČ transformuje nízkopotenciální teplo, které může být přírodního charakteru nebo se může jednat o teplo odpadní. Požadavky na zdroj tepla jsou především jeho dostatečně velká teplota a její stálost v čase.

Přírodní zdroje tepla jsou:

- vzduch,
- půda,
- voda.

Odpadní zdroje tepla jsou:

- odpadní vzduch,
- odpadní voda.

Pro označování druhu TČ se používá zápis, který na prvním místě uvádí zdroj nízkopotenciálního tepla a na druhém médium, do kterého je teplo přenášeno. Pokud se tedy jedná o TČ země-voda, čerpá TČ teplo ze země (například teplo z hlubinného vrtu) a předává jej do vody.

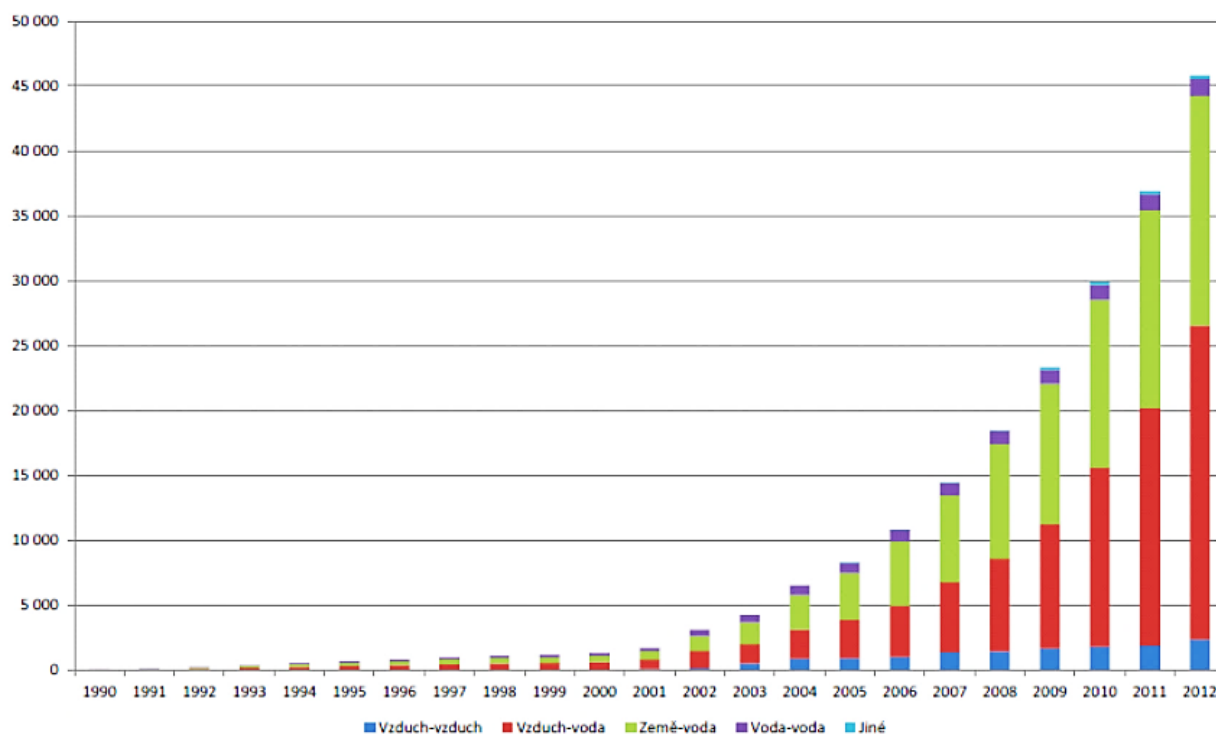
### 2.4.1 Vzduch

Venkovní vzduch je nejdostupnější zdroj nízkopotenciálního tepla. Další výhodou tohoto zdroje je jeho neomezené množství, které je možné pro získání tepla využít. Klasickým tepelným čerpadlem proudí řádově tisíce m<sup>3</sup> vzduchu za hodinu, který se ochladí o 2-3 °C.



#### 2.4.1.1 Tepelná čerpadla vzduch-voda

Většina čerpadel, která využívají venkovní vzduch jako zdroj tepla, jsou typu vzduch-voda. Topný faktor těchto TČ je úzce vázán na venkovní teplotu. S klesající teplotou klesá i výkon a efektivita provozu TČ. Tepelná čerpadla obvykle pracují až do teplot  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při nižších teplotách je připojen další zdroj tepla, který doplňuje potřebný tepelný výkon nebo TČ zcela zastoupí. TČ vzduch-voda společně s TČ země-voda tvoří naprostou většinu instalovaných jednotek v České republice, přičemž v posledních 7 letech TČ vzduch-voda tvoří největší podíl.



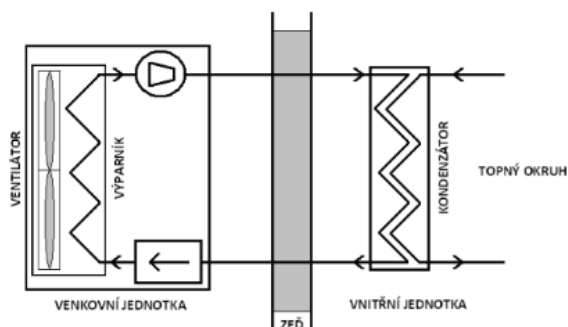
Obr. 21 Počet instalovaných jednotek na území České republiky [28]

Podle konstrukčního provedení si můžeme TČ rozdělit na:

- TČ split,
- kompaktní TČ,
- TČ s přímou kondenzací.

#### TČ Split

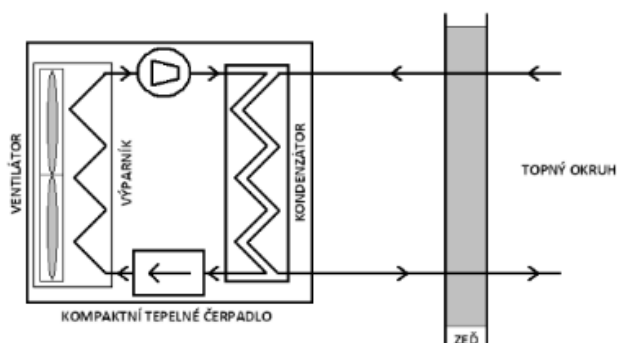
Obvyklé konstrukční provedení TČ vzduch-voda je dvoudílné (tzv. split). Venkovní a vnitřní část jsou spojeny tepelně izolovanými trubkami, ve kterých proudí chladivo. Existuje provedení, které je charakteristické umístěním výparníku, ventilátoru a expanzního ventilu ve venkovní jednotce TČ a zbytek částí včetně kondenzátoru ve vnitřní. Další provedení těchto dvoudílných TČ spočívá v umístění kompresoru ve venkovní části viz obr. 22. U tohoto provedení je nutné dbát na umístění TČ z důvodu zvukového znečištění okolí. [26]



Obr.22 Schéma split TČ vzduch-voda [26]

### Kompaktní TČ

Další možným konstrukčním řešením jsou jednodílná (tzn. kompaktní) tepelná čerpadla. Všechny komponenty TČ jsou umístěny ve venkovní jednotce. Výhodou je jednodušší konstrukce a instalace. To je vykoupeno zamrzáním vody v kondenzátoru při nižších teplotách a přerušovaném provozu.

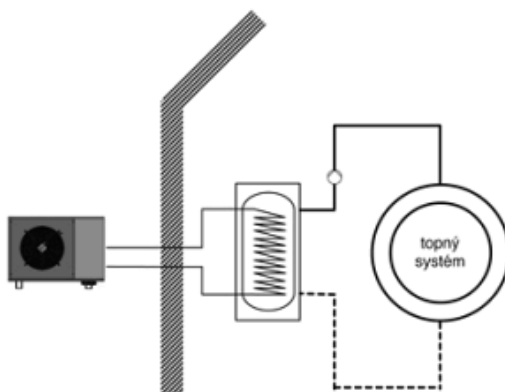


Obr. 23 kompaktní TČ vzduch-voda [26]

U všech tepelných čerpadel vzduch-voda je nutné počítat s tím, že se na výparníku sráží voda a při nižších teplotách se tvoří námraza. [26]

### TČ s přímou kondenzací

Toto konstrukční provedení spočívá v umístění trubkového výměníku, který je v akumulární nádrži a slouží jako kondenzátor TČ. Toto zapojení umožňuje dosahovat v horní části akumulární nádrže teplot až 70 °C. Další výhodou tohoto zapojení je eliminace okruhu s topnou vodou mezi TČ a akumulární nádrží.



Obr. 24 TČ s přímou kondenzací vzduch-voda [27]

Výhody TČ vzduch-voda jsou:

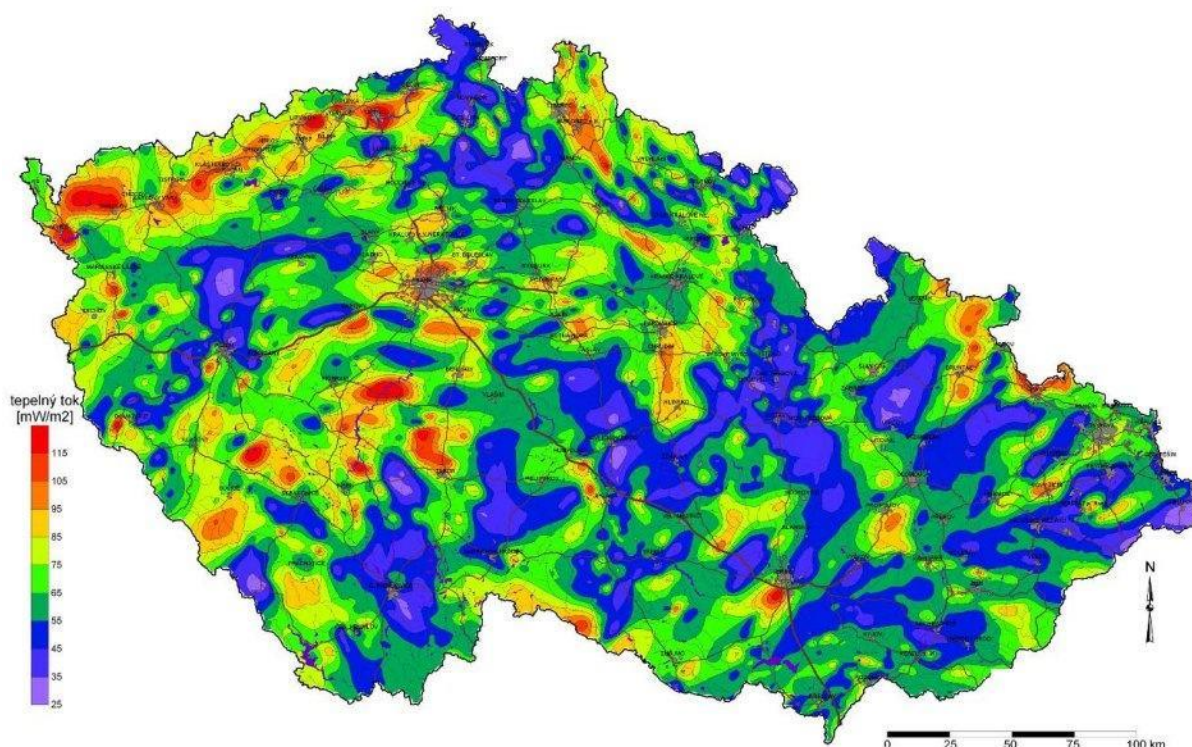
- jednoduchá a rychlá instalace bez nároků na velikost pozemku,
- nižší investiční náklady v porovnání s tepelnými čerpadly země-voda,
- snadné využití pro chlazení v letním období.

Nevýhody TČ vzduch-voda jsou:

- o cca 30 % vyšší spotřeba elektrické energie než u TČ země-voda,
- možné problémy s hlučností,
- snížení výkonu s poklesem teploty,
- u některých split TČ mohou být vyžadovány revize chladicího okruhu.

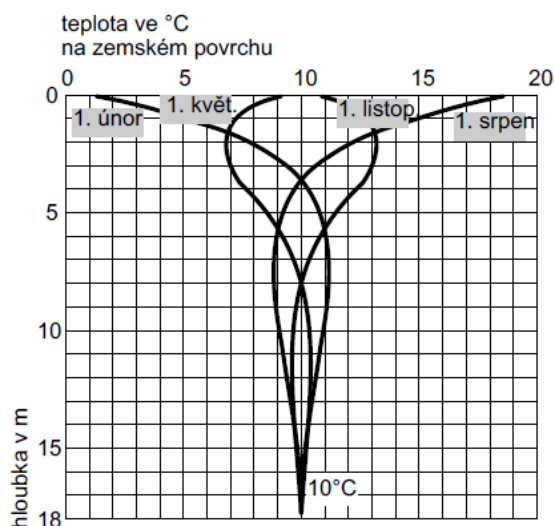
### 2.4.2 Půda

Sluneční záření s přispěním vnitřních zdrojů Země (např. teplo zemského jádra) významně ohřívá zemský povrch. Podíl slunečního záření tvoří až 98 % akumulovaného tepla v horninách. Průměrný tepelný tok Země  $\phi$  takto ohřáté zeminy činí asi 65 mW/m<sup>2</sup>. V místech s vyšší radiací a v tektonických oblastech je možné předpokládat, že je tato hodnota větší. V místech třetihorního vrásnění může průměrný tepelný tok dosahovat hodnot až  $\phi=80$  mW/m<sup>2</sup>. Toho využívají například tepelná čerpadla země-voda, která čerpají toto teplo pomocí plošných kolektorů či hlubinných vrtů. [28]



Obr. 25 Tepelný tok na území ČR [28]

Se zvětšující se hloubkou stoupá teplota horniny. Přibližně každých 30 metrů se zvýší teplota horniny o 1 °C. V hloubce 100 m pod povrchem je téměř po celý rok konstantní teplota cca 8-12°C. To znamená, že pokud budeme mít vrt do hloubky 100 m o průměru 120 mm, můžeme získat 4000-7000 W tepelné energie.



Obr. 26 Průběh teplot v zemi v závislosti na ročním období a hloubce [29]

Odběr nízkopotenciálního tepla z půdy je vzhledem ke klimatickým podmínkám v České republice nejrozšířenější způsob získávání tepla, a to hned po získávání tepla ze vzduchu.

#### 2.4.2.1 TČ země-voda s kolektory

Čerpání této energie spočívá v jímání tepla z horizontálních půdních kolektorech (obvykle plastové trubky nebo hadice), kterými proudí nemrznoucí teponosná kapalina odebírající teplo

z okolní zeminy. Toto teplo je cirkulačním čerpadlem přenášeno do výparníku TČ, kde se ochlazuje a míří zpět do kolektoru.

Trubky jsou uloženy v hloubce cca 1,5 m pod povrchem. Teplota v této hloubce neklesne pod bod mrazu, nicméně teplota v zemině kolísá během roku podle venkovní teploty, a proto se topný faktor v průběhu roku mírně mění. Nejhorších vlastností dosahují TČ tohoto typu koncem topné sezóny, jelikož naakumulované teplo v zemině přechází do studenějšího prostředí, tj. do okolního vzduchu. Existují dvě základní uspořádání kolektorů těchto TČ, a to plošné kolektory a spirálové kolektory.

Vegetace nad kolektory má pomalejší růst v jarních měsících, ale rychlejší vývoj v letních měsících, protože se nad kolektorem v těchto měsících hromadí půdní vlhkost.

Výhody TČ země-voda s kolektory jsou:

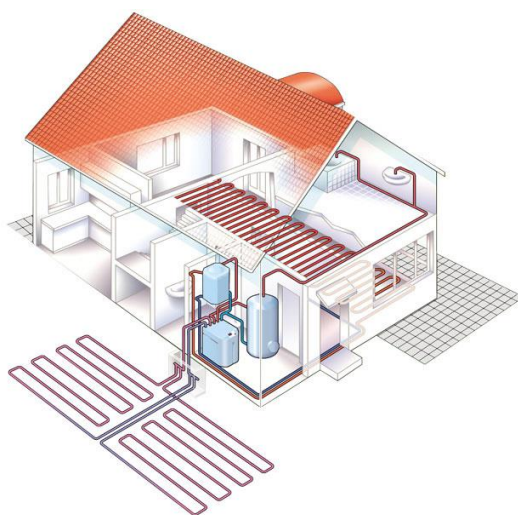
- nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrty,
- oproti TČ vzduch-voda relativně stálé COP,
- obvykle není třeba stavební povolení.

Nevýhody TČ země-voda s kolektory jsou:

- v místě kolektorů nelze vysazovat rostliny s hlubokými kořeny,
- náročné na plochu.

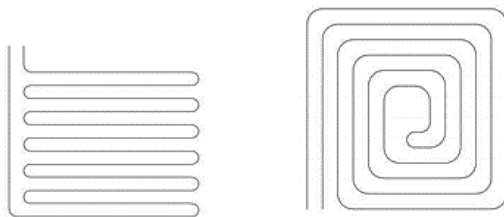
### **Plošné kolektory**

Tento způsob získávání tepla pro TČ ze země se vyznačuje svou nízkou pořizovací cenou v porovnání například s vrtem. Délky jednotlivých smyček pro běžné domácnosti se pohybuje v rozmezí 100 až 200 m trubek do hloubky cca 40 cm pod nezámrznou hloubkou v dané lokalitě. Pro rovnoměrné a efektivní využití těchto kolektorů je vhodné smyčky rozmisťovat s roztečí cca 0,8 -1,1 m. Výkop pro plošné kolektory je prováděn na ploše odpovídající přibližně 2 až 2,5 násobku vytápěné podlahové plochy.



Obr. 30 Plošný kolektor TČ země-voda [29]

Uložení plošného kolektoru je možné provést několika způsoby. Nejčastější z nich jsou znázorněny na obr. 31.



Obr. 31 Nejčastější provedení plošného kolektoru [30]

### **Spirálové kolektory**

Spirálové kolektory, někdy označované jako slinky, jsou obdobou plošných kolektorů. Tyto kolektory jsou vlastně stočené PE hadice, které jsou ukládány do výkopu širokého asi jeden metr. Tyto kolektory mohou být buď v horizontálním provedení (V slinky) nebo v provedení vertikálním (H slinky).



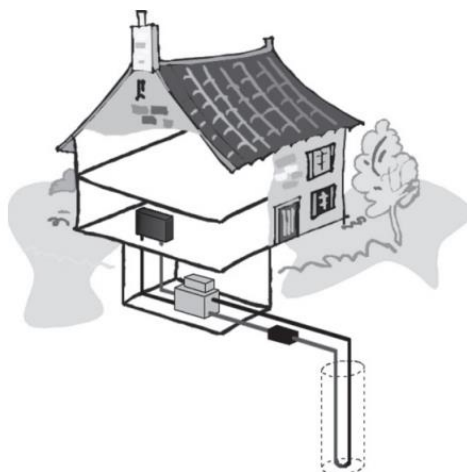
Obr. 32 Vertikální uspořádání spirálového kolektoru [31]

Spirálové kolektory vyžadují méně plochy pozemku než plošné kolektory. To má za následek vyšší podchlazení zeminy, a proto je toto řešení vhodné spíše pro sušší půdy. Orientačně můžeme předpokládat, že z 1 m výkopu získáme 100 W tepla. [15,32,33]

#### **2.4.2.2 TČ země-voda s hlubinnými vrtů**

Toto řešení spočívá v umístění výměníku složeného z plastových U trubic do vrtu o hloubce 50–120 m. Hloubka záleží na požadovaném výkonu a geologických podmínkách. Pro dobrý přestup tepla je prostor mezi trubicemi a zemí vyplněn obvykle směsí bentonitu a cementu. Pokud je třeba k dosažení tepelného výkonu hloubit více vrtů je třeba aby mezi těmito vrtů bylo nejméně 10 m. Tento způsob získávání tepla ze země není zatím v ČR příliš populární a setkáme se s ním spíše v zahraničí. [15,32,33]





Obr. 33 Tepelné čerpadlo země-voda s hlubinným vrtem [31]

Výhody TČ země-voda s kolektory jsou:

- nenáročné na plochu,
- nízké provozní náklady,
- stabilní výkon čerpadla.

Nevýhody TČ země-voda s kolektory jsou:

- nákladné řešení,
- vyřízení příslušných povolení,
- náročná instalace.

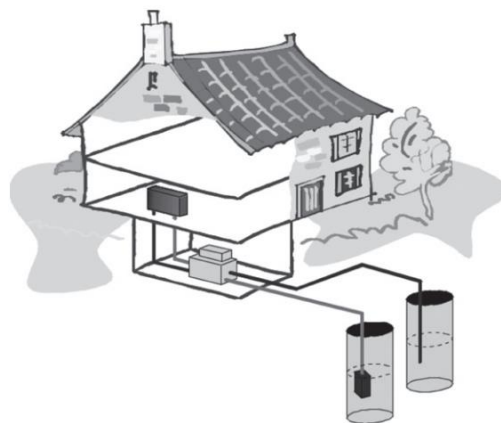
### 2.4.3 Voda

Teplo je možné čerpat z vod povrchových nebo hlubinných. Nejčastěji se využívá spodní (podpovrchové) vody. Tato voda má celoročně přibližně stejnou teplotu a díky tomu si TČ udržuje téměř konstantní topný výkon a topný faktor.

#### 2.4.3.1 TČ voda-voda s hlubinným zdrojem tepla

Tento systém je možné provést pouze v lokalitách s velkým výskytem podzemní vody, nejčastěji v okolí vodních toků. Systém se nejčastěji ekonomicky vyplácí pořizovat v lokalitách s hladinou podzemní vody cca do 30 m a vydatností podzemní vody nad 1 l/s.

Teplo z podzemní vody se získává tak, že voda je čerpána z čerpací studny do výparníku tepelného čerpadla. V něm se ochladí o cca 3 °C a ochlazená je vrácena do druhé vsakovací studny. Systém tepelného čerpadla voda-voda je náročný na množství a částečně na kvalitu vody. Obecně platí, že čerpané množství je asi 0,25-0,3 m<sup>3</sup>/h na 1 kW výkonu. Nevýhodou ovšem je, že spodní voda není všude k dispozici. Využití tepelných čerpadel tohoto typu je spjato s administrativní zátěží, protože musí být povoleno příslušným vodohospodářským úřadem.



Obr. 34 Tepelné čerpadlo voda-voda s hlubinným zdrojem tepla [31]

Výhody TČ voda-voda s hlubinným zdrojem tepla jsou:

- teplota vody je bez sezónního kolísání,
- vysoký konstantní topný faktor nezávislý na venkovní teplotě,
- možnost využití stávající studny (po ověření vydatnosti a chemického složení vody).

Nevýhody TČ voda-voda s hlubinným zdrojem tepla jsou:

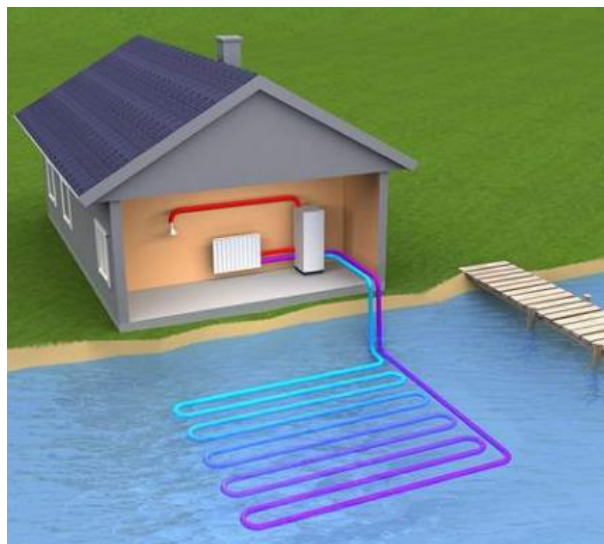
- nároky na čistotu vody (nečistoty, velké obsahy nežádoucích látek),
- nutnost vracení vody po průchodu tepelným výměníkem zpět do podzemního zásobníku,
- údržba filtru na vstupu vody do výměníku tepelného čerpadla,
- administrativní náročnost.

#### 2.4.3.2 TČ voda-voda s povrchovým zdrojem tepla

Čerpání tepla z povrchových vod je z hlediska efektivity provozu méně výhodné, než je použití studniční vody. Teplota řek či rybníků v průběhu roku kolísá a instalace těchto TČ je opět zatížená složitou administrativou. Tento druh získávání nízkopotenciálního tepla není v ČR příliš rozšířený.

TČ voda-voda odebírající teplo z povrchové vody – řek, potoků nebo velkých vodních ploch – můžeme rozdělit do dvou kategorií podle toho, zda vodu z vodní plochy čerpáme přímo do výparníku TČ (přímý odběr), nebo zda teplo čerpáme pomocí výměníku (nepřímý odběr). Na území ČR převažuje řešení nepřímého odběru. Jako výměník se obvykle používají plastové trubky, které zpravidla mají tvar H slínek.





Obr. 35 TČ voda-voda s povrchovým zdrojem tepla s nepřímým odběrem [33]

Výhody TČ voda-voda s povrchovým zdrojem tepla jsou:

- nižší investiční náklady v porovnání TČ s vrty,
- minimum akustických emisí.

Nevýhody TČ voda-voda s povrchovým zdrojem tepla jsou:

- vhodné pro objekty ležící pouze v těsné blízkosti vodních ploch,
- získání povolení od správce povodí,
- v případě přímého odběru náročnost na čistotu vody/čištění filtrů.

#### 2.4.4 Odpadní teplo

Jednu skupinu odpadního tepla tvoří teplo obsažené v látkách, jež opouštějí technologické procesy. Výhodou těchto zdrojů tepla je zpravidla konstantní teplota po celý rok. Instalace těchto TČ je velmi individuální.

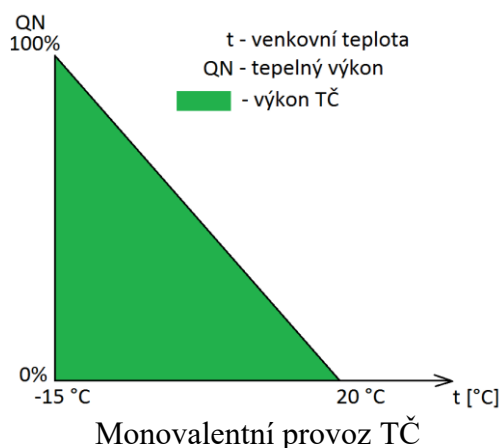
Další skupinou odpadního tepla využitelného TČ je teplý vzduch odcházející z místností při větrání a odpady odtékající z lidských sídel do kanalizace. Tyto odpadní tepla mají vhodnou tepelnou úroveň a ve větších budovách se vyskytují v množství, které je využitelné.

### 2.5 Provoz TČ

Z důvodu maximalizace ekonomické výtěžnosti zařízení se každé TČ liší svým provozem.

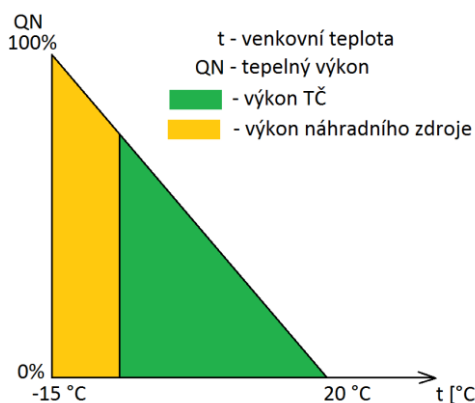
#### 2.5.1 Monovalentní

Při monovalentním provozu je tepelné čerpadlo jediným zdrojem tepla a pokrývá veškeré tepelné ztráty budovy. Tento provoz tepelných čerpadel je používán především pro nízkoenergetické domy a je vhodný zvláště pro nízkoteplotní vytápěcí soustavy s teplotou otopné vody do 60 °C.



### 2.5.2 Alternativně bivalentní provoz

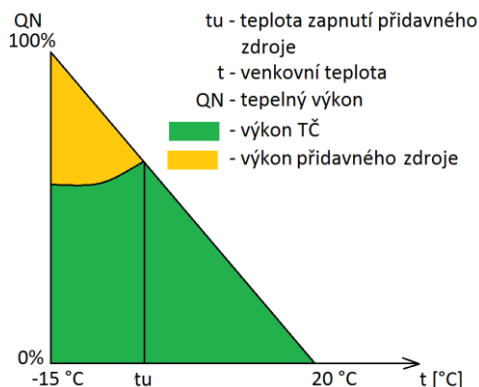
Při tomto provozu tepelné čerpadlo pokrývá celou spotřebu tepla až do určité teploty zdroje tepla. V případě, že poklesne teplota zdroje, např. venkovního vzduchu pod tuto teplotu, tepelné čerpadlo se vypne a zapne se náhradní tepelný zdroj.



Obr. 36 Alternativně bivalentní provoz

### 2.5.3 Paralelně – bivalentní provoz

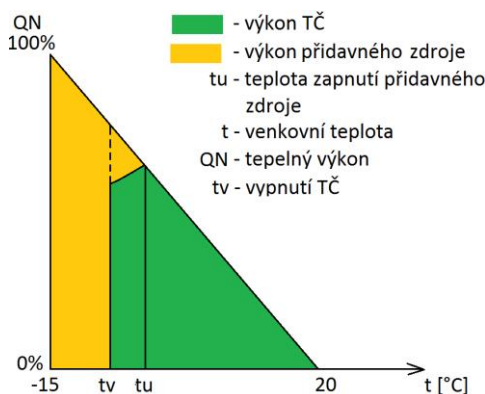
Tepelné čerpadlo pracuje celou topnou sezónu. V okamžiku, kdy venkovní teplota klesne tak, že výkon tepelného čerpadla již nestačí k pokrytí tepelné ztráty, zapojí se bivalentní zdroj energie, přičemž oba zdroje tepla jsou v provozu současně.



Obr. 37 Paralelně – bivalentní provoz

### 2.5.4 Částečně paralelně bivalentní provoz

V tomto provozu TČ do určité teploty produkuje potřebné teplo samo. Jestliže však venkovní teplota poklesne pod tuto teplotu, připojí se k němu další tepelný zdroj. Pokud tepelné čerpadlo s klesající teplotou vzduchu není schopné dodat dostatek tepla, odpojí se a pracuje jen přídatný zdroj tepla. Tohoto provozu se využívá, například pokud TČ slouží čistě k přípravě TUV a není schopné zajistit dostatečný ohřev vody.



Obr. 38 Částečně paralelně bivalentní provoz

## 2.6 Akumulace tepla

Akumulací tepla rozumíme uchování tepelné energie v době, kdy je jí v systému přebytek, a naakumulovanou energii využíváme v čase, kdy je jí třeba.

Podle principu dělíme akumulaci na:

- akumulace citelného tepla,
- akumulace latentního tepla,
- akumulace absorpcí vodní páry,
- akumulace fyzikálně chemickými procesy.

### 2.6.1 Akumulace citelného tepla

Nejjednodušší způsob akumulace tepla je pomocí ohřevu média, přičemž médium neprodělává žádnou fázovou přeměnu. Na látku určenou k akumulaci jsou kladeny nároky jako velká tepelná kapacita, cena a na minimální degradaci v čase.

Tyto vlastnosti splňuje nejpoužívanější médium, a to voda se svojí měrnou tepelnou kapacitou  $c_p=4,2$  kJ/kg a velmi nízkou cenou. Používají se i pevné látky jako například kámen, betonové konstrukce, cihlové zdivo. Pevné látky se vyznačují menší měrnou tepelnou kapacitou  $c_p=0,8-1,1$  kJ/kg. [34]

#### 2.6.1.1 Teplo akumulované v TUV

Teplo akumulované v TUV se ukládá do bojlerů. Bojler pracuje v otevřeném systému (do bojleru je přiváděna voda z vodovodní sítě či studny), takže voda je stále obměňována, a proto se zařízení zanáší. To je problém zvláště v oblastech, kde je ve vodě velký podíl minerálních látek. Pokud chceme ohřívat vodu z topného systému, musí být výměník z korozivzdorných materiálů a opatřen speciální úpravou povrchu.

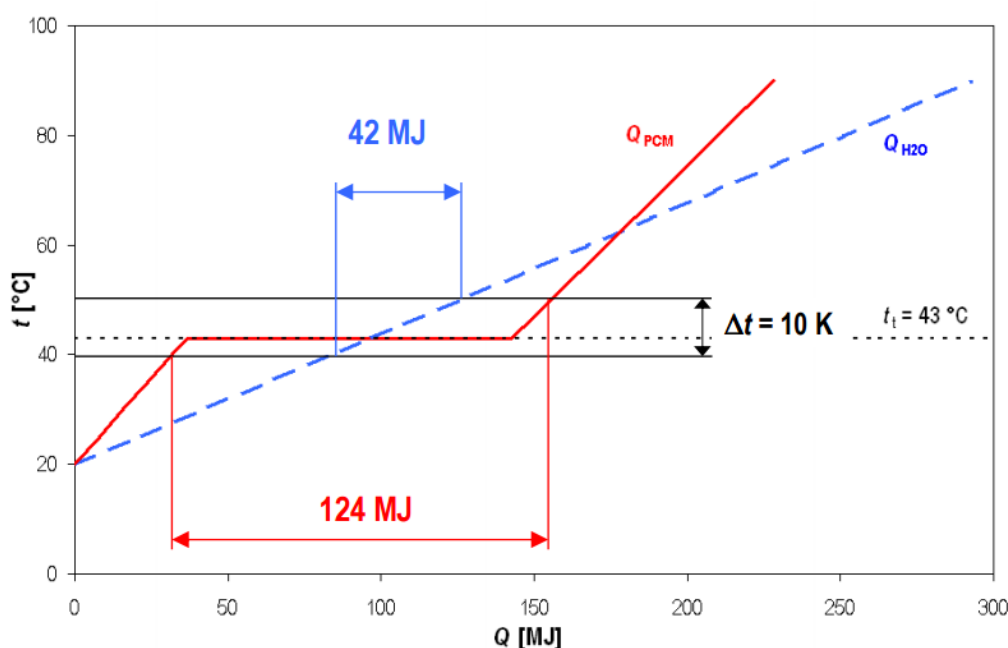
#### 2.6.1.2 Teplo akumulované v topné vodě

Ačkoliv to není podmínka, je vhodné zapojit do systému TČ akumulaci nádrží. Slouží k optimalizaci teploty vycházející z TČ a žádané teploty vody, např. vody v topném okruhu.

Mezi další důvody použití akumulace tepla patří omezení četnosti spínání tepelného čerpadla a tedy prodloužení životnosti TČ. Další výhodou je hydraulické oddělení okruhu zdroje tepla od okruhu spotřeby. V zimním období slouží také jako ochrana proti zamrznutí TČ. Voda v topném okruhu se oproti TUV neobměňuje, a tak dochází k minimálnímu zanášení armatur a potrubí.

### 2.6.2 Akumulace latentního tepla

Existují látky, které kromě akumulace citelného tepla využívají i změnu skupenství tedy latentního tepla. V tepelném zásobníku je pak možné uložit větší množství tepla i při zachování stejných rozměrů zásobníku. Při změně skupenství z kapalného do pevného se uvolňuje energie ve formě tepla. Tato tepelná energie se označuje jako latentní, protože nedochází ke změně teploty média. Tyto látky používané k akumulaci se označují jako PCM (phase change material). K akumulaci tepelné energie je využitelná jen změna fáze mezi skupenstvím tuhým a kapalným, a to z důvodu velké změny objemu při případném vypařování kapaliny. [34]



Obr. 39 Porovnání akumulačního tepla vody (bez skupenské přeměny) a PCM (se změnou skupenství) při malém teplotním rozdílu [34]

Materiály vhodné pro akumulaci se změnou skupenství se vyznačují zejména:

- vysokým měrným skupenským teplem tání  $l_t$  [J/kg],
- velkou tepelnou vodivostí,
- vhodnou teplotou tání,
- malou změnou objemu při změně skupenství,
- nízkou cenou,
- chemickou stabilitou.

Materiály PCM si můžeme rozdělit na látky organické a anorganické. Výhodou anorganických sloučenin jako například Glauberova sůl či hexahydrát chloridu vápenatého je především jejich velké měrné skupenské teplo tání (více jak 230 kJ/kg). K jejich nevýhodám naopak patří to, že způsobují korozi u většiny kovů.

Organické látky se vyznačují především svojí chemickou stabilitou a nekorozivním působením na kovy. To je vykoupeno menším měrným skupenským teplem (méně jak 200 kJ/kg) a oproti

anorganickým sloučeninám relativně velkou objemovou roztažností. Mezi organické PCM patří například hojně využívané parafinové vosky či různé mastné kyseliny. [34]

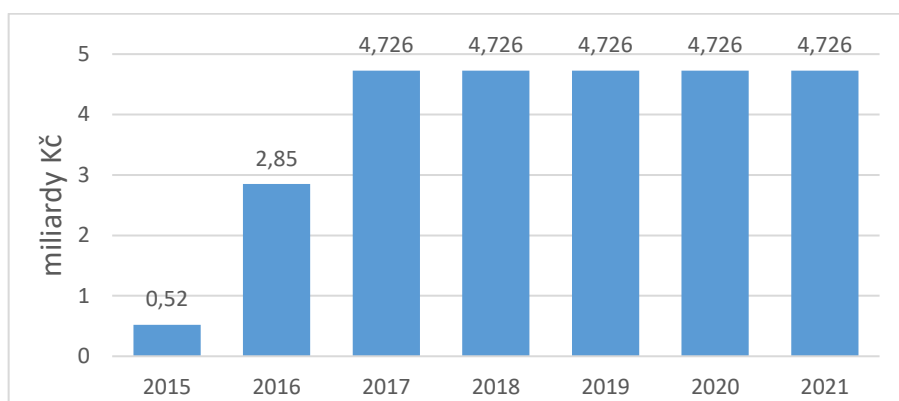
## 2.7 Legislativa spojená s TČ

V následujících kapitolách budou uvedeny některé z výhod, které s sebou instalace TČ přináší.

### 2.7.1 Nová zelená úspora

Cílem tohoto programu je zlepšení stavu životního prostředí snížením produkce emisí (především emisí CO<sub>2</sub>) a úspora energie v konečné spotřebě.

Tento program je určen pro bytové domy a rodinné domy a podporuje opatření, které vedou ke snížení energetické náročnosti budovy. Těmito opatřeními se myslí zateplení obvodových plášťů a výměny oken a dveří. Dále je podporována výměna neekologických zdrojů tepla za efektivní (tepelné čerpadlo, plynový kondenzační kotel) a instalace technologií využívající obnovitelné zdroje energie.



Obr. 40 Odhadované prostředky v programu Nová zelená úspora [34]

### 2.7.2 Zvýhodněná dvoutarifová sazba elektřiny

V případě jednotarifových sazeb za elektřinu se účtuje stejná cena po 24 hodin denně. Toto je vhodné převážně pro domácnosti, které mají malou spotřebu elektrické energie. Jde tedy většinou o bytové jednotky, které elektřinu nevyužívají k ohřevu TUV a ani ji netopí. U těchto tarifů je výhodou, že spotřebitel nemusí splňovat žádné podmínky dodavatele elektřiny

V případě dvoutarifových sazeb jsou dodávky elektřiny rozděleny do dvou cenových pásem. V době platnosti nízkého tarifu (NT) je elektřina i všechny její části (distribuce, silová elektřina atd.) účtovány za nižší cenu. V době vysokého tarifu (VT) naopak za vyšší cenu. Dobu platnosti nízkého tarifu stanovuje distributor za podmínek, které stanoví Energetický regulační úřad (ERÚ). [37]

#### 2.7.2.1 Sazby pro tepelné čerpadlo.

Každý spotřebitel si může dle charakteru odběru a využívaných elektrospotřebičů sjednat tarif, který mu vyhovuje. Domácnosti, které využívají TČ a splňují ostatní podmínky, mohou využívat tarify D55d, D56d a D57d. Platnost nízkého tarifu D55d a D56d je stanovena po dobu minimálně 22 hodin denně a pro D57d po dobu 20 hodin denně.

Některé z podmínek pro získání tarifu D55d, D556d a D57d:

- Odběratel musí příslušnému distributorovi elektřiny věrohodným způsobem prokázat (protokol o instalaci tepelného čerpadla a revizní zpráva), že pro vytápění objektu je řádně nainstalován a používán systém vytápění s tepelným čerpadlem, jehož výkon odpovídá tepelným ztrátám vytápěného objektu.
- Odběratel musí zajistit technické blokování topných elektrických spotřebičů po dobu platnosti vysokého tarifu.
- Pro D55d – TČ bylo uvedeno do provozu do 31. 3. 2005.
- Pro D56d – TČ bylo uvedeno do provozu od 1. 4. 2005 do 31. 3. 2016.
- Pro D57d – TČ bylo uvedeno do provozu od 1. 4. 2016. [38]

Tab. 5 Srovnání cen ČEZ účinné od 1. 1. 2016 bez daně z elektřiny za 1 MWh [38]

Tarif	VT	NT
D55d, D56d	1313 Kč	1263 Kč
D57d	1313 Kč	1261 Kč

Distributor elektřiny může dobu platnosti nízkého tarifu rozdělit až do 7 samostatných časových úseků, z nichž žádný nesmí být kratší než 1 hodina. Souvislá délka platnosti vysokého tarifu nesmí být naopak delší než 1 hodina. V průběhu dne může distributor dobu platnosti nízkého tarifu operativně měnit. V době platnosti nízkého tarifu může distributor blokovat přímotopný elektrický spotřebič nejvýše na 2 hodiny denně s tím, že jednotlivá vypnutí nesmí být delší než 30 minut a přestávky mezi vypnutím nesmí být kratší než 1 hodina. Zapínání a vypínání přímotopných spotřebičů je zpravidla řešeno prostřednictvím hromadného dálkového ovládání (HDO).

Z uvedených podmínek vyplívá nutnost instalace akumulačního zásobníku v soustavách s elektrickým tepelným čerpadlem (nelze predikovat platnost VT a NT). [37,38]

### 3 Sorpční tepelná čerpadla

Kromě zmíněného „přečerpávání“ nízkopotenciálního tepla pomocí kompresorových TČ existují i jiné způsoby, jakými jsou například sorpční TČ. Základním rozdílem sorpčních oběhů od oběhů kompresorových je nahrazení klasického kompresoru procesem, v němž se chladivo za nízkého tlaku pohlcuje absorbentem a následně je vzniklý roztok čerpadlem dopraven do varníku, kde se za současného přívodu tepla chladivo opět vypuzuje.

Sorpční oběhy dělíme do tří skupin:

- absorpční,
- adsorpční,
- resorpční.

Ze sorpčních oběhů se v drtivé většině využívá absorpční, proto oběhy adsorbční a resorpční nebudou v této práci zmiňovány.

#### 3.1 Absorpční tepelná čerpadla

Absorpce je fyzikální děj, při kterém se rozpouští plynná fáze v kapalině, přičemž se kapalina nazývá absorbent a plyn absorbát.

##### 3.1.1 Historie absorpčních tepelných čerpadel

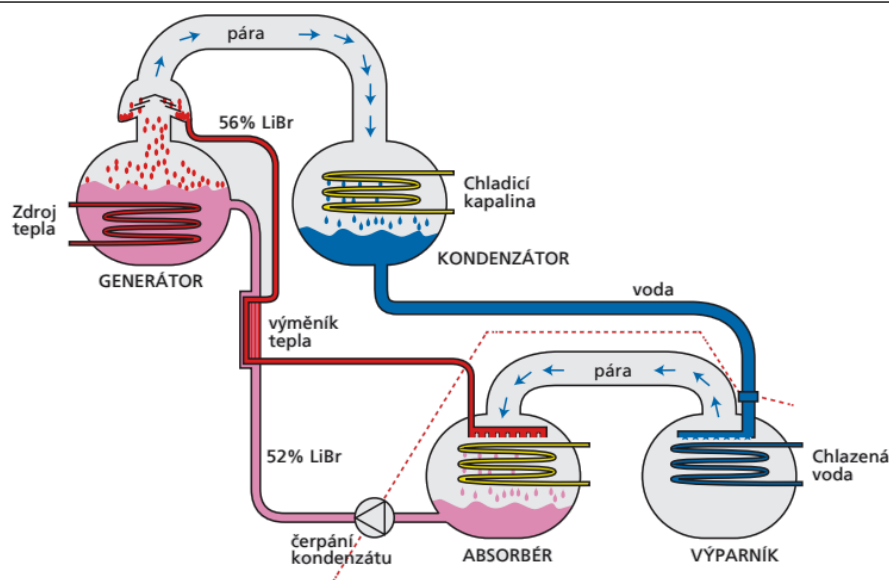
Jeden z hlavních důvodů k vývoji absorpčních TČ bylo přímé využití tepla vodní páry. Tato pára měla být přebytečnou párou při výrobě elektrické energie. Některá absorpční TČ využívající principu absorpce byla vyvinuta v roce 1895 v Austrálii a Německu. Roku 1900 ve Francii a roku 1916 v USA. Všechna tyto TČ však byla kromě absorpčního oběhu doplněná o kompresor, který tento oběh podporoval. [8]

V Německu bylo instalováno roku 1947 několik absorpčních TČ, což je klasické tepelné čerpadlo, ale chybí komponenta kompresoru, takže konstrukce je jednodušší a provoz tišší. [8]

V 80. letech 19. století se pracovalo na vývoji absorpčních TČ o výkonech pod 50 kW a bylo dosahováno PER (primary energy ratio) hodnoty od 1,15 do 1,3. Nicméně z ekonomických důvodů se na vývoji těchto čerpadel přestalo pracovat. Velká absorpční tepelná čerpadla do výkonu 31,6 MW používaná jako chladicí zařízení byla úspěšně vyvíjena v Japonsku a dosahovala hodnoty PER přes 1,2. [8]

##### 3.1.2 Princip absorpčních tepelných čerpadel

V absorpčním TČ je vždy dvojice pracovních látek, které zajišťují chod absorpčního oběhu. V současné době se používá dvojice pracovních látek, a to voda jako chladivo a bromid lithný jako absorbent nebo amoniak jako chladivo a voda jako absorbent. Zařízení pracující s vodou jako chladivem mohou dosahovat pouze teplot, které jsou vyšší než nula, a proto jsou vhodné především jako chladicí zařízení. Pokud je TČ chlazeno amoniakem lze pracovat s teplotami pod nulou.



Obr. 41 Princip chlazení absorpčním oběhem [39]

Na straně výparníku přivádíme nízkopotenciální teplo, které je jímáno chladnějším kapalným chladivem, jenž se vypařuje. Vzniklá pára chladiva přechází rozdílem tlaku do absorberu, kde se plynné chladivo rozpustí ve slabém roztoku absorpčního činidla. Postupně jeho koncentrace roste až na konečnou hodnotu, kde jej nazýváme bohatým roztokem. Při tomto procesu (absorpci) se uvolňuje teplo, které je možné využívat nebo je nutné odvádět.

Z absorberu je nasycený kapalný roztok pomocí oběhového čerpadla přepraven do generátoru, který je někdy označován jako vypuzovač či desorbér. V generátoru se pomocí zdroje tepla, kterým může být například plynový hořák, separuje chladivo od absorbentu. Plynné chladivo proudí do kondenzátoru, kde je odebráno teplo, které je předáváno například do topného systému.

Po vstupu chladiva do expanzního ventilu a jeho seškrcení na nižší tlaky vstupuje chladivo do výparníku a celý proces se opakuje. [39]



## 4 Výpočet SCOP, COP

V následující kapitolách bude popsán výpočet SCOP a COP TČ umístěné ve zvoleném objektu.

### 4.1 Výpočet tepelného odporu objektu

Pro správnou volbu odpovídající velikosti akumulční nádrže je nutné znát tepelnou ztrátu objektu.

#### 4.1.1 Popis budovy

Zvoleným objektem pro návrh a optimalizaci akumulční nádrže je rodinný dům (RD) v řadové bytové jednotce na okraji města Žďár nad Sázavou. Tento rodinný dům je z jedné strany spojen přes zeď s vedlejším domem řadové jednotky a ze tří stran je vystaven okolním vlivům. RD se nachází v 5 m n.m. a je vystaven průměrné rychlosti větru 7 m/s.



Obr. 42 Zvolený objekt

Budova roku 2008 v rámci snížení tepelných ztrát prošla rekonstrukcí a byla zde vyměněna okna za tříkomorová plastová a vnější zděná obálka budovy byla zateplena. Tato budova má dvě identická obytná patra, která jsou vytápěna podlahovým topením. V přízemí se nachází garáž, prádelna, toaleta a skladovací prostor. Tyto místnosti jsou vytápěny radiátorovým topením. Ve skladovací místnosti se nachází akumulční nádrž s řídicí jednotkou TČ.

#### 4.1.2 Stanovení součinitele prostupu tepla okna $U_w$

V objektu jsou instalovány tři druhy stejných oken lišících se pouze svou velikostí, proto budou vlastnosti okna určena podle ČSN EN ISO 10077-1. Okna v obou patrech se liší rozměry, plochou skla  $A_g$ , plochou rámu  $A_r$  a velikostí vnitřní hrany profilu rámu  $l_g$ . [40]

Výpočtové hodnoty dle normy ČSN EN ISO 10077 jsou:

- koeficient prostupu tepla zasklení  $U_g = 0,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ,
- koeficient prostupu tepla rámem  $U_r = 2,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ,
- lineární činitel prostupu tepla způsobený kombinovanými tepelnými vlivy zasklení  $\Psi_g = 0,06 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

Odpor bude počítán dle rovnice:

$$U_{wz} = \frac{A_g \cdot U_g + A_r \cdot U_r + I_g \cdot \Psi_g}{A_r + A_g} \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (5)$$

Odpor pro okna v I. a II. patře o rozměrech 1,3 x 1,4 na západní straně domu:

$$U_{wz} = \frac{1,68 \cdot 0,7 + 0,13 \cdot 2,0 + 5,4 \cdot 0,06}{1,68 + 0,13} = 1,021 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Odpor pro okna o rozměrech 1,5 x 1,4 v I. a II. patře na jižní straně domu:

$$U_{wj} = \frac{1,82 \cdot 0,7 + 0,28 \cdot 2,0 + 5,4 \cdot 0,06}{1,82 + 0,28} = 1,078 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Odpor pro okna o rozměrech 1,4 x 1,4 v I. a II. patře na východní straně domu:

$$U_{wv} = \frac{3,1 \cdot 0,7 + 0,54 \cdot 2,0 + 5,4 \cdot 0,06}{3,1 + 0,54} = 1,028 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Odpor pro vchodové dveře v přízemí bude počítán jako odpor pro dřevěné okno:

$$U_{wd} = \frac{3,06 \cdot 0,7 + 0,54 \cdot 2,00 + 5,4 \cdot 0,06}{3,06 + 0,54} = 1,002 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

### 4.1.3 Výpočtové hodnoty

Výpočtové teploty jsou:

- střecha  $t_i = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- obytné místnosti  $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- vnější výpočtová teplota:  $t_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Součinitelé prostupu tepla:

- $\lambda$  zdiva  $\lambda_{zdiva} = 0,73 \text{ W/m}^2$
- $\lambda$  zateplení  $\lambda_{zateplení} = 0,04 \text{ W/m}^2$
- $\lambda$  venkovní silikátová omítka  $\lambda_{omex} = 0,76 \text{ W/m}^2$
- $\lambda$  omítky vnitřní  $\lambda_{omin} = 0,88 \text{ W/m}^2$

Tepelné odpory při přestupu tepla dle ČSN 73 0540-3 [41]

vnitřní :

- stěna (horizont. tep. tok)  $R_i = 0,13 \text{ m}^2 \text{ K/W}$
- střecha (tep. tok vzhůru)  $R_i = 0,10 \text{ m}^2 \text{ K/W}$
- podlaha (tep. tok dolů)  $R_i = 0,17 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

vnější:

- stěna

$$R_e = 0,04 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

#### 4.1.4 Výpočtové rovnice

Výpočet tepelných ztrát budov bude probíhat dle normy ČSN 06 0210 [42]

Tepelný odpor zdiva vedením tepla:

$$R_\lambda = \sum \frac{d}{\lambda} \quad [\text{m}^2 \text{ K/W}] \quad (6)$$

Celkový tepelný odpor zdiva s uvážením odporu od přestupu tepla:

$$R = R_i + R_\lambda + R_{ex} \quad [\text{m}^2 \text{ K/W}]$$

Součinitel prostupu tepla zdiva:

$$U_z = \frac{1}{R} \quad [\text{W/m}^2 \text{ K}] \quad (7)$$

Základní tepelná ztráta:

$$Q_0 = (U_z \cdot S_z + U_w \cdot S_w) \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (8)$$

Tepelná ztráta prostupem tepla:

$$Q_p = Q_0 \cdot p_1 \cdot p_2 \cdot p_3 \quad [\text{W}] \quad (9)$$

$p_1 [-]$  – přírážka na vyrovnání vlivu chladných stěn

$p_2 [-]$  – přírážka na urychlení zátoku

$p_3 [-]$  – přírážka na světovou stranu

#### 4.1.5 Tepelné ztráty pro 2. patro

Tepelná ztráta patra se bude skládat ze ztráty prostupem tepla a ventilační (větrací) ztrátou.

##### 4.1.5.1 Tepelná ztráta prostupem tepla

S využitím rovnic z přechozí kapitoly dopočteme ztrátu prostupem tepla II. patra.

Tab. 6 Výpočet ztráty prostupem tepla II. patra

Stěna	$S_w$ [m <sup>2</sup> ]	$S_z$ [m <sup>2</sup> ]	$\Sigma R$ [m <sup>2</sup> K/W]	$U_z$ [W/m <sup>2</sup> K]	$U_w$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta t$ [°C]	$Q_0$ [W]	$p_1$ [-]	$p_2$ [-]	$p_3$ [-]	$Q$ [W]
jižní	3,64	33,24	2,41	0,41	1,08	35	720,3	0,11	0	-0,05	637,5
severní	0,00	36,88	2,35	0,43	0,00	0	235,7	0	0	0,00	0
západní	5,59	18,00	2,35	0,43	1,02	35	518,6	0,12	0	0,00	542,0
východní	3,92	21,00	2,41	0,41	1,03	35	448,3	0,09	0	0,05	509,4
střecha	0,00	98,23	2,56	0,39	0,00	15	383,1	0,06	0	0,00	608,2
celkem										2512,0	

#### 4.1.5.2 Tepelná ztráta větráním

Uvažuje tepelnou ztrátu větráním, přičemž předpokládáme intenzitu výměny vzduchu  $n=0,2 \text{ h}^{-1}$

Objem patra:

$$V_0 = S_{zs} \cdot h \quad [\text{m}^3] \quad (10)$$

$$V_0 = 129,18 \cdot 1,9 = 245,45 \text{ m}^3$$

Objemový tok vzduchu:

$$V_v = \frac{n_v \cdot V_0}{3600} \quad [\text{m}^3 \text{s}^{-1}] \quad (11)$$

$$V_v = \frac{0,2 \cdot 245,45}{3600} = 0,0136 \text{ m}^3 \text{s}^{-1}$$

Tepelná ztráta větráním:

$$Q_v = 1300 \cdot V_v \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{W}] \quad (12)$$

$$Q_v = 1300 \cdot 0,0136 \cdot (20 - (-15)) = 620,74 \text{ W}$$

#### 4.1.5.3 Tepelný zisk

Do tepelného zisku se započítá například teplo dodané spotřebiči nebo teplo osob. Teplo osob se při normální aktivitě uvažuje 100 W na osobu. Z důvodů nepravidelnosti výskytu a počtu osob nebude pro zjednodušení výpočtu toto teplo uvažováno, tj.  $Q_z = 0$ .

#### 4.1.5.4 Tepelná ztráta infiltrací

Tepelná ztráta infiltrací zohledňuje velikosti objemového průtoku vzduchu přes infiltrační spáry výplňových konstrukcí. Ztráta infiltrací nebude uvažována, tj.  $Q_{inf} = 0$ .

#### 4.1.5.5 Celková tepelná ztráta patra

Celková tepelná ztráta je dána součtem všech ztrát a zisků:

$$Q_{II} = Q_p + Q_v + Q_{inf} - Q_z \quad [\text{W}] \quad (13)$$

$$Q_{II} = 2512,0 + 620,74 + 0 - 0 = 2918,0 \text{ W}$$

### 4.1.6 Tepelné ztráty pro 1. patro

Stejně jako pro II. patro je uvažována ztráta ventilační a prostupem tepla.

#### 4.1.6.1 Tepelná ztráta prostupem tepla

Výpočet bude probíhat identicky jako pro II. patro se zanedbáním přestupu tepla do podlahy, proto budou uvedeny pouze výsledné hodnoty.

Tab. 7 Výpočet ztráty prostupem tepla I. patra

Stěna	Sw [m²]	Sz [m²]	ΣR [m²K/W]	Uz [W/m²K]	Uw [W/m²K]	ΔT [°C]	Q0 [W]	p1 [-]	p2 [-]	p3 [-]	Q [W]
jižní	3,64	33,24	2,41	0,41	1,08	35	720,3	0,11	0	-0,05	761,3
severní	0,00	36,88	2,35	0,43	0,00	0	235,7	0,00	0	0,00	0,0
západní	5,59	19,41	2,35	0,43	1,02	35	518,6	0,12	0	0,00	582,7
východní	3,92	21,08	2,41	0,41	1,03	35	448,3	0,09	0	0,05	511,7
celkem										1855,7	

Stejně jako v předchozí kapitole budou využity vzorce pro ztráty větráním, přičemž opět pro ztrátu větrání uvažujeme intenzitu výměny vzduchu  $n_v = 0,2 h^{-1}$ . Tepelný zisk a ztráta infiltrací budou opět zanedbány.

#### 4.1.6.2 Celková tepelná ztráta patra

Tab. 8 Vypočtené hodnoty pro I. patro

Objem patra	$V_o = 245,5 m^3$
Objemový tok vzduchu	$V_v = 0,0136 m^3 s^{-1}$
Tepelná ztráta větráním	$Q_v = 620,7 W$
Tepelný zisk	$Q_z = 0 W$
Tepelná ztráta infiltrací	$Q_{inf} = 0 W$
Celková tepelná ztráta patra	$Q_I = 2475,5 W$

#### 4.1.7 Tepelné ztráty pro přízemí

Stejně jako pro v předchozích případech je uvažována ztráta ventilační a prostupem tepla.

##### 4.1.7.1 Tepelná ztráta prostupem tepla

Výpočet bude probíhat identicky jako v přechozích případech, proto budou uvedeny pouze výsledné hodnoty.

Tab. 9 Výpočet ztráty prostupem tepla přízemí

Stěna	Sw [m²]	Sz [m²]	ΣR [m²K/W]	Uz [W/m²K]	Uw [W/m²K]	Δt [°C]	Q0 [W]	p1 [-]	p2 [-]	p3 [-]	Q [W]
jižní	0,00	33,24	2,41	0,41	1,08	35	720,3	0,11	0	-0,05	637,5
severní	0,00	36,88	2,35	0,43	0,00	0	235,7	0	0	0,00	0
západní	7,00	18,00	2,35	0,43	1,02	35	518,6	0,12	0	0,00	542,0
východní	4,00	21,00	2,41	0,41	1,03	35	448,3	0,09	0	0,05	509,4
podlaha	0,00	98,23	2,56	0,39	0,00	15	383,1	0,06	0	0,00	608,2
celkem										2512,1	

#### 4.1.7.2 Celková tepelná ztráta patra

Tepelný zisk a ztráta infiltrací budou opět zanedbány. Pro ztrátu větráním uvažuji větší intenzitu větrání vzduchu  $n_v = 0,3 \text{ h}^{-1}$  z důvodu častějšího otevírání dveří.

Tab. 10 Vypočtené hodnoty pro přízemí

Objem patra	$V_o = 245,5 \text{ m}^3$
Objemový tok vzduchu	$V_v = 0,0136 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Tepelná ztráta větráním	$Q_v = 931,1 \text{ W}$
Tepelný zisk	$Q_z = 0 \text{ W}$
Tepelná ztráta infiltrací	$Q_{\text{inf}} = 0 \text{ W}$
Celková tepelná ztráta patra	$Q_p = 1665,8 \text{ W}$

#### 4.1.8 Tepelné ztráty pro celý objekt

Celková tepelná ztráta bude součet ztrát jednotlivých pater.

Celková ztráta objektu:

$$Q_{\text{ztrát}} = Q_{\text{II}} + Q_{\text{I}} + Q_{\text{p}} \text{ [W]} \quad (14)$$

$$Q_{\text{ztrát}} = 2918,0 + 2475,5 + 1665,8 = 6033,5 \text{ W}$$

## 4.2 Teplo dodané TČ

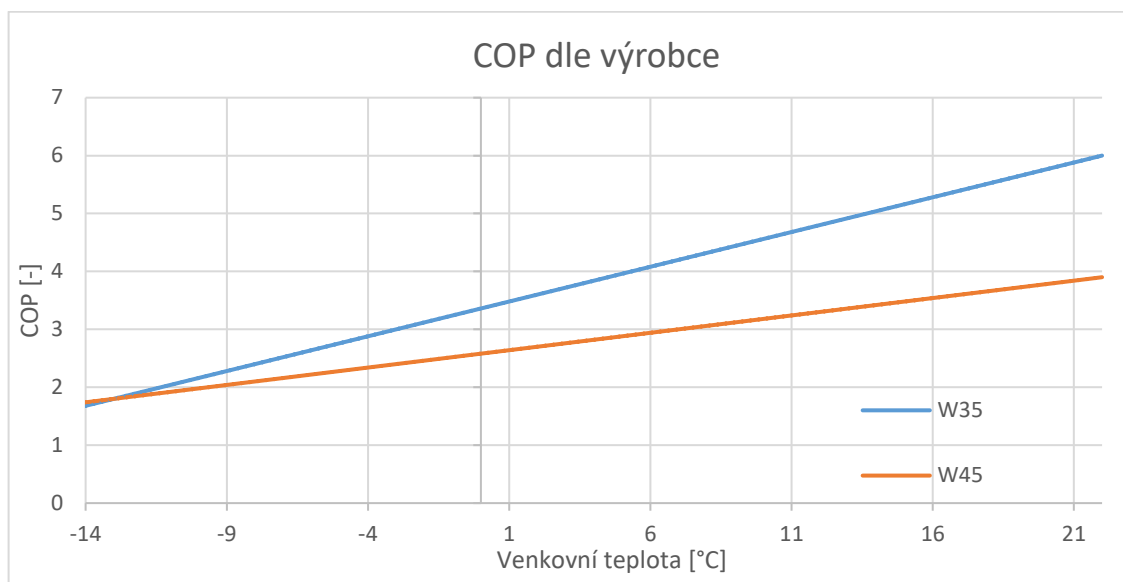
### 4.2.1 Popis okruhu

Tento okruh zajišťuje přenos ohřáté vody z TČ do horní části akumulační nádrže o objemu  $V_{\text{nád}} = 280 \text{ l}$ . V okruhu s TČ zajišťuje průtok cirkulační čerpadlo umístěné v TČ, jehož pracovní diagram můžeme vidět na obr.. Potrubí je tvořeno ocelovými trubkami o průměru 28 mm a světlosti 1 mm. Je v něm umístěno 5 kulových kohoutů a dva pojišťovací ventily.

Do okruhu je dodáváno teplo pomocí TČ 15 ONE od firmy HOT JET. TČ pracuje s chladivem HFC R404a. Štítkové parametry udávané výrobcem TČ měřených za určitých podmínek je možné vidět v tab. 11.

Tab. 11 Parametry TČ dle dodavatele [43]

Tep. vzduchu/tep. ohřívání vody	Tepelný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]	COP [-]
A2/W35	10,1	2,01	3,6
A7/W35	13,2	2,01	4,2
A2/W45	9,3	2,46	2,7
A7/W45	10,3	2,46	3,0



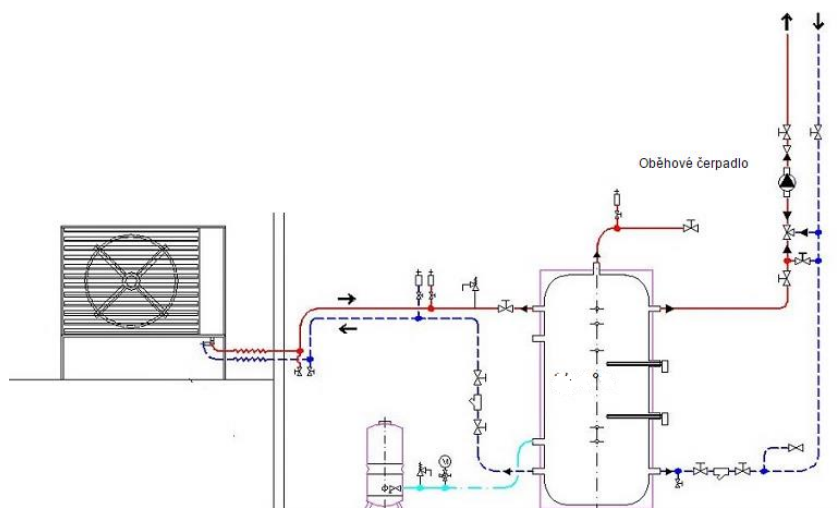
Obr. 43 COP dle výrobce TČ [43]



Obr. 44 TČ vzduch-voda jako zdroj tepla pro vytápění a stávající akumulční nádrž

#### 4.2.2 Výpočet průtoku

K určení tepla, které TČ předá do akumulční nádrže, je nutné znát průtok a teploty vstupu a výstupu ohřívané vody. Průtok bude určen pomocí pracovního bodu čerpadla Grundfos UPS 25-70 umístěného v TČ. Výrobce udává tlakovou ztrátu tepelného čerpadla 8kPa. V oběhovém systému viz obr. 44 se nachází též několik uzavíracích armatur a pojistovacích ventilů, které vytváří taktéž tlakovou ztrátu. Hydraulické délkové i místní ztráty budou uvažovány. [43]



Obr. 45 Schéma cirkulačního okruhu TČ

Tab. 12 Parametry okruhu [48]

počet kolen	$n_{kol}$	12	ks
počet kohoutů	$n_{koh}$	5	ks
Součinitel místní ztrát kolen	$\xi_{kol}$	0,3	-
Součinitel místní ztrát kohoutu plně otevřených	$\xi_{koh}$	0,05	-
ztráta čerpadla	$\Delta p_{TČ}$	8	kPa
průměr potrubí	$d$	28	mm
délka potrubí	$L_{pot}$	10,5	m

Předpokládaná drsnost nového měděného potrubí [44] je 0,0015 mm. Kinematická viskozita byla volena pro teplotu 35 °C a pro zjednodušení považována za konstantní. Hodnota kinematické viskozity pro teplotu vody 35 °C byla dle [45] určena na  $0,730 \cdot 10^{-6}$  (m<sup>2</sup>/s).

Pro výpočet součinitele délkových třecích ztrát  $\lambda$  byl volen Churchillův vzorec pro turbulentní proudění dle [46].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (15)$$

$$Re = \frac{1,147 \cdot 0,028}{0,730 \cdot 10^{-6}} = 36004,8$$

Koeficient A:

$$A = \left\{ -2,457 \cdot \ln \left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (16)$$

$$A = \left\{ -2,457 \cdot \ln \left[ \left( \frac{7}{36004,8} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{0,0015}{0,028} \right] \right\}^{16} = 6,972 \cdot 10^{16}$$

Koeficient B:

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad [-] \quad (17)$$



$$B = \left( \frac{37530}{36004,8} \right)^{16} = 1,942$$

Součinitele délkových třecích ztrát:

$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{\left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}}} \quad [-] \quad (18)$$

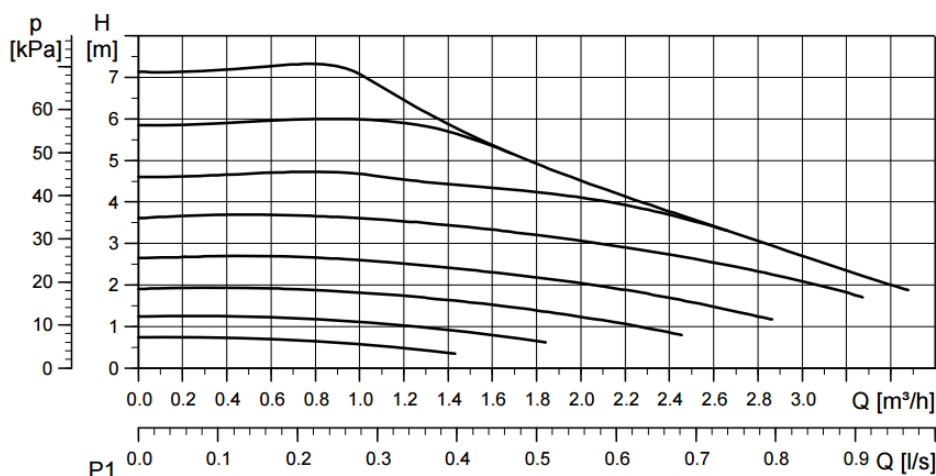
$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{\left( \frac{8}{36004,8} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(6,972 \cdot 10^{16} + 1,942)^3}}} = 0,063$$

Konečnou ztrátovou energii určím jako součet ztrát délkových a místních

$$Y_z = \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot L}{d} + \sum_i^n \xi_i \right) + \frac{\Delta p_{TČ}}{\rho} \quad (19)$$

$$Y_z = \frac{8 \cdot 0,000578^2}{\pi^2 \cdot 0,028^4} \cdot \left( \frac{0,063 \cdot 10,5}{0,028} + 12 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,05 \right) + \frac{8000}{998} = 12,050 \text{ J/kg}$$

Ztrátová energie je v následujícím grafu viz obr. 45 vyjádřena ztrátovou výškou či ztrátovým tlakem.



Obr. 46 Pracovní diagram čerpadla Grundfos UPS 25-70 v okruhu TČ [47]

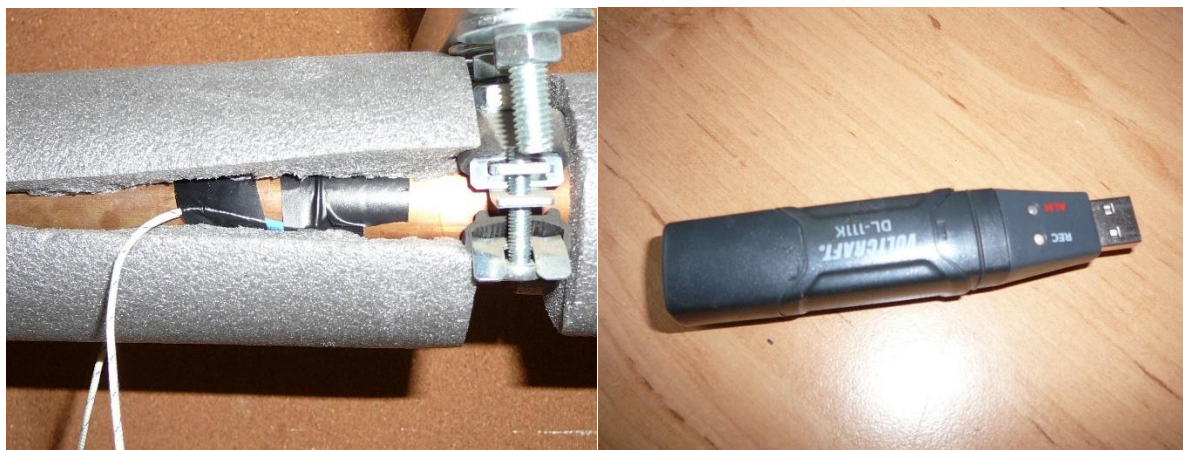
Průtok vody bude záviset pouze na čerpadle a na ztrátové energii v topném okruhu. Ztrátová energie roste s druhou mocninou průtoku a stejně tak energie čerpadla. Hledaný průtok je tedy v místě, kde se tyto energie rovnají.

$$Y_{\xi} = Y_z \quad (20)$$

Výsledný průtok v okruhu tepelného čerpadla byl určen pomocí pracovního diagramu a iteračním výpočtem na  $V_{TČ}=0,578 \text{ l/s}$ .

### 4.2.3 Měření teploty

Teplota je měřena na povrchu měděné trubky pomocí termočlánku s dataloggerem Voltcraft DL-111K, který měří s přesností na  $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  v rozsahu teplot  $-200 \text{ }^{\circ}\text{C}$  až  $1370 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Obr. 47 Měření teploty povrchu trubky pomocí termočlánu a datalogger

Jelikož je teplota vody měřena na povrchu trubky, výpočtem bude ověřeno, zda teplota trubky je reprezentativním ukazatelem teploty vody uvnitř trubky. Přičemž teplotu média v trubce předpokládám 40 °C a teplotu okolí 20 °C. Tepelný tok bude určen dle rovnice (21), vlastnosti materiálové a vlastnosti medií byly určeny dle [49].

Materiálové vlastnosti:

- $\alpha_i = 3200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
- $\alpha_e = 10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
- $\lambda_t = 375 \text{ W/m K}$
- $\lambda_i = 0,045 \text{ W/m K}$

$$\dot{q} = \frac{\pi \cdot (t_i - t_e)}{\frac{1}{\alpha_i \cdot (d - 2 \cdot s_t)} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{d}{d - 2 \cdot s_t}\right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}} \quad [\text{W/m}] \quad (21)$$

$$\dot{q} = \frac{\pi \cdot (40 - 20)}{\frac{1}{3200 \cdot (0,028 - 2 \cdot 0,001)} + \frac{1}{2 \cdot 375} \cdot \ln\left(\frac{0,028}{0,028 - 2 \cdot 0,001}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,045} \cdot \ln\left(\frac{0,046}{0,028}\right) + \frac{1}{10 \cdot 0,046}} = 7,8 \text{ W/m}$$

Pokud je teplota uvnitř trubky 40 °C, pak se rozdíl teplot na povrchu trubky a uvnitř trubky rovná:

$$t_i - t_t = \frac{\dot{q} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_i \cdot (d - 2 \cdot s_t)} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{d}{d - 2 \cdot s_t}\right) \right)}{\pi} = 0,00025 \text{ °C} \quad (22)$$

$$t_i - t_t = \frac{7,8 \cdot \left( \frac{1}{3200 \cdot (0,028 - 2 \cdot 0,001)} + \frac{1}{2 \cdot 375} \cdot \ln\left(\frac{0,028}{0,028 - 2 \cdot 0,001}\right) \right)}{\pi} = 0,00025 \text{ °C}$$

Pokud uvážíme přesnost termočlánu 0,1 °C, pak nepřesnost vlivem měření teploty na povrchu trubky můžeme zanedbat.

Teplota je snímána v 30s intervalech.

#### 4.2.4 Teplo dodané TČ do akumulační nádrže

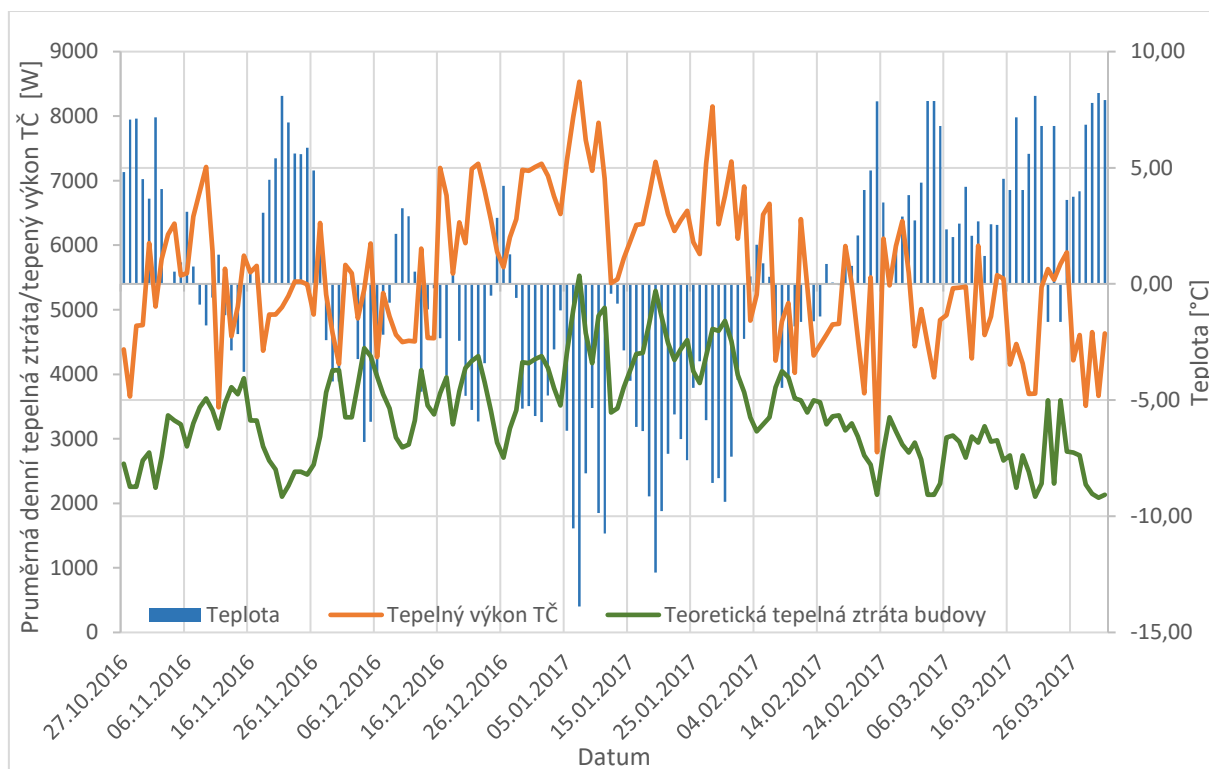
Při výpočtu dodaného tepla budu považovat měrnou tepelnou kapacitu  $c_p$  za konstantní (rozdíl vstupu vody a vratky činí 5 °C průměrně, což odpovídá rozdílu 0,0003 kJ/kgK měrné tepelné

kapacity). Další zjednodušení bude předpoklad konstantní hustoty. Hustota bude použita pro teplotu 35 °C

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (23)$$

Po zavedení zjednodušení můžeme rovnici (23) převést na:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}}{\rho} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{zp}) \quad (24)$$



Obr. 48 Průběh venkovních teplot, teoretické ztráty, tepelný výkon TČ

## 4.3 Teplo odevzdané topným okruhem

### 4.3.1 Popis okruhu

Tento okruh vede z akumulační nádrže do prvního a druhého patra, kde je pomocí rozdělovače rozveden do podlahového topení. Podlahové topení je pro obě patra identické. Potrubí je tvořeno ocelovými trubkami o průměru 28 mm a světlosti 1 mm.

Tab. 13 Parametry okruhu

počet kolen	$n_{kol}$	82	ks
počet kohoutů	$n_{koh}$	14	ks
Počet rozdělovačů/sběrnic	$n_{roz}$	2	ks
Součinitel místní ztrát kolen	$\xi_{kol}$	0,3	-
Součinitel místní ztrát kohoutu plně otevřených	$\xi_{koh}$	0,05	-
Součinitel místní ztrát rozdělovačů	$\xi_{roz}$	0,45	-
průměr potrubí	$d$	28	mm
délka potrubí	$L_{pot}$	405,5	m

### 4.3.2 Výpočet průtoku

Průtok vody bude záviset pouze na čerpadle a na ztrátové energii v topném okruhu. Ztrátová energie roste s druhou mocninou průtoku a taktéž energie čerpadla. Hledaný průtok je tedy v místě, kde se tyto energie rovnají.

$$Y_{\dot{c}} = Y_z \quad (20)$$

Pro výpočet tlakových ztrát budu uvažovat délkové a místní ztráty. Místní ztráty budou uvažována kolena, rozdělovače a kulové kohouty. Rozdíl hustot v teplé a studené větvi činí pouze  $4 \text{ kg/m}^3$ , a pro zjednodušení výpočtu bude vliv rozdílu hustot zanedbán.

Drsnost potrubí byla pro staré ocelové potrubí dle [44] zvolena na hodnotu  $0,02 \text{ mm}$ . Kinematická viskozita byla volena pro teplotu  $35^\circ \text{C}$  a pro zjednodušení považována za konstantní. Hodnota kinematické viskozity pro teplotu vody  $35^\circ \text{C}$  byla dle [45] určena na  $0,730 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$ .

Pro výpočet smykového součinitele tření po délce potrubí byl opět zvolen Churchillův vzorec:

Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (15)$$

$$\text{Re} = \frac{0,174 \cdot 0,028}{0,730 \cdot 10^{-6}} = 6678,86$$

Koeficient A:

$$A = \left\{ -2,457 \cdot \ln \left[ \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (16)$$

$$A = \left\{ -2,457 \cdot \ln \left[ \left( \frac{7}{6678,9} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{0,002}{0,028} \right] \right\}^{16} = 6,603 \cdot 10^9$$

Koeficient B:

$$B = \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad [-] \quad (17)$$

$$B = \left( \frac{37530}{6678,9} \right)^{16} = 9,881 \cdot 10^{11}$$

Součinitele délkových třecích ztrát:

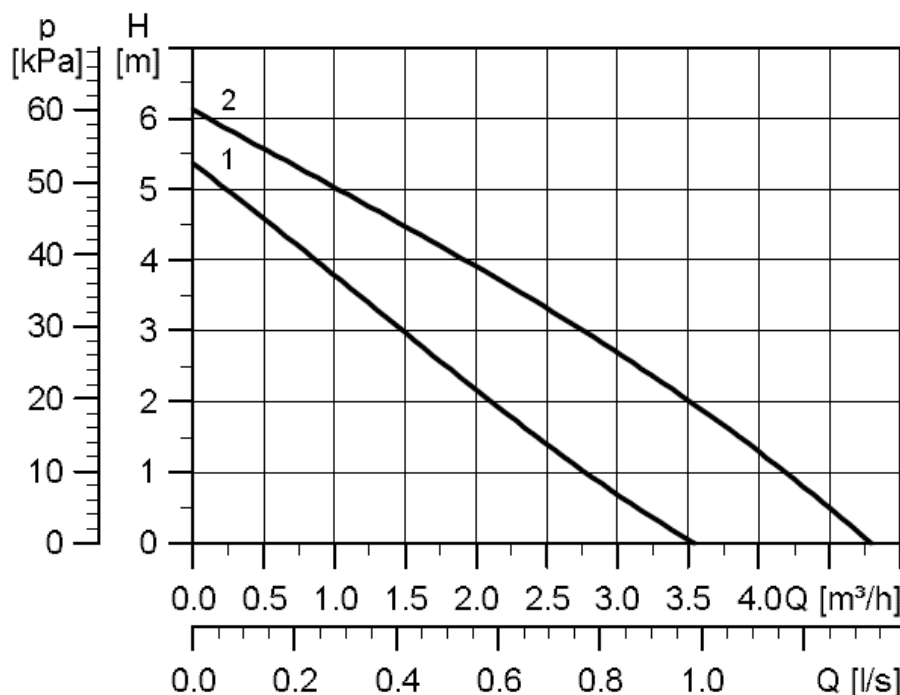
$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}} } \quad [-] \quad (18)$$

$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{ \left( \frac{8}{6678,9} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(6,603 \cdot 10^9 + 9,881 \cdot 10^{11})^3}} } = 0,253$$

Konečnou ztrátovou energii určím jako součet ztrát délkových a místních:

$$Y_z = \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot L}{d} + \sum_i^n \xi_i \right) \quad (19)$$

$$Y_z = \frac{8 \cdot 0,000107^2}{\pi^2 \cdot 0,028^4} \cdot \left( \frac{0,063 \cdot 405,5}{0,028} + 82 \cdot 0,3 + 14 \cdot 0,05 \right) = 55,978 \text{ J/kg}$$



Obr. 49 Pracovní diagram čerpadla Grundfos UPS 25-60 v topném okruhu [50]

Výsledný průtok v okruhu tepelného čerpadla byl určen pomocí pracovního diagramu viz obr. 49 a iteračním výpočtem na  $V_{\text{top}}=0,107 \text{ l/s}$ .

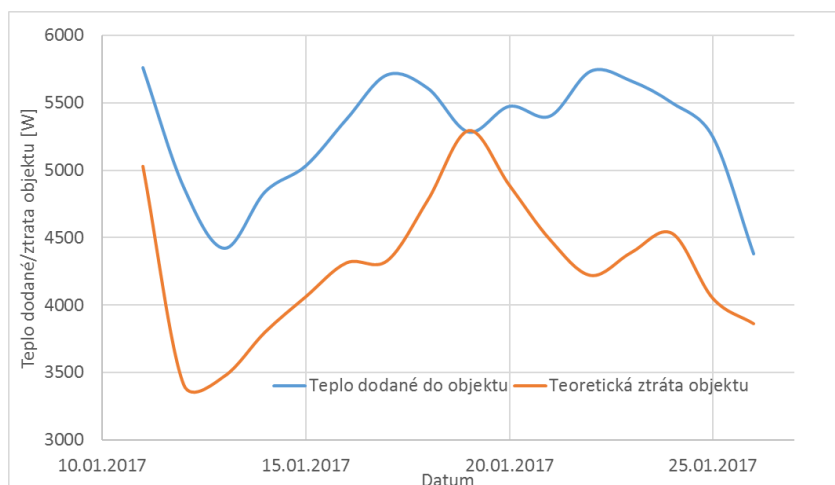
### 4.3.3 Teplo odebrané z akumulární nádrže

Teplo odebrané z akumulární nádrže bude určeno měřením teploty vody vystupující z nádrže, teploty vody vracující a vypočteného průtoků.

Teplo odebrané z akumulární nádrže:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}_{\text{top}}}{\rho} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{zp}) \quad (24)$$

Taktéž jako při výpočtu dodaného tepla do akumulární nádrže bude měrná tepelná kapacita  $c_p$  považována za konstantní. Stejně předpoklady platí i pro hustotu.



Obr. 50 Teplo dodané do objektu a teoretická ztráta objektu

## 4.4 Výpočet COP a SCOP TČ

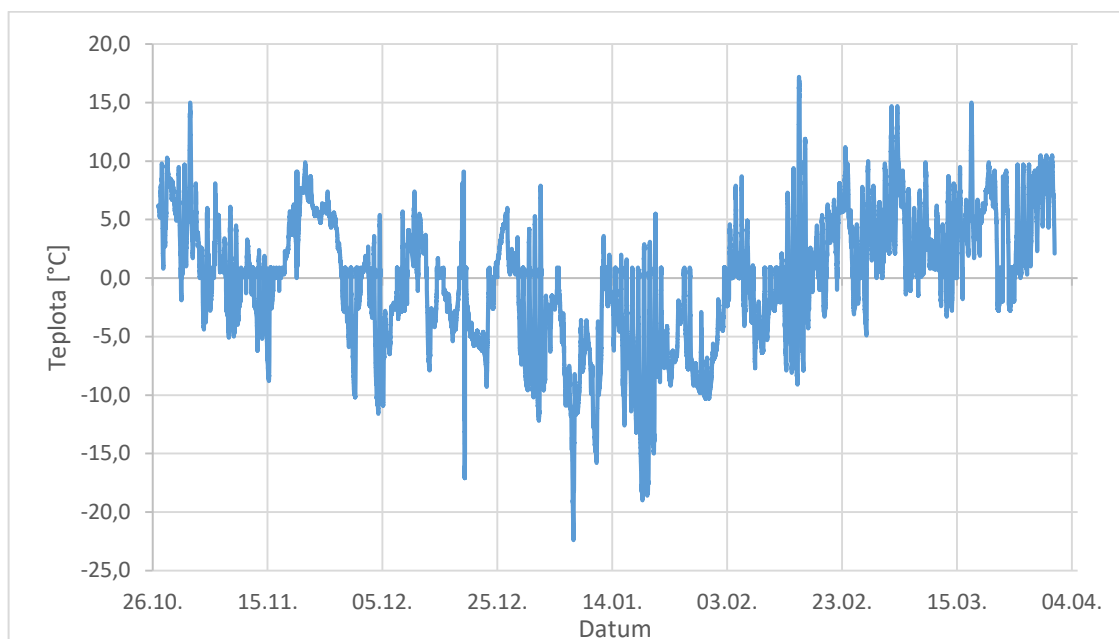
V následujících kapitolách bude popsán postup výpočtu SCOP a COP. Tento výpočet se bude vztahovat pouze na topnou sezónu 2016/2017.

### 4.4.1 Měření venkovní teploty a vlhkosti

Meteostanice se nachází cca 1400 m od místa vyhodnocovaného objektu a TČ. Teplota a relativní vlhkost vzduchu jsou měřeny čidlem SHT75 od firmy Sensirion. Systém je postaven na základní desce VIA EPIA. Hodnoty jsou z čidla odečítány každou minutu a jednou za 5 minut zprůměrovány a uloženy.



Obr. 51 Meteorologická stanice měřící teplotu a vlhkost



Obr. 52 Průběh teplot

#### 4.4.2 Určení COP

Jak bylo popsáno v kapitole věnující se COP TČ kompresorových, COP se měří pro konstantní teploty vzduchu, který vstupuje do výparníku, a stálou teplotu vody, která vstupuje do kondenzátoru.

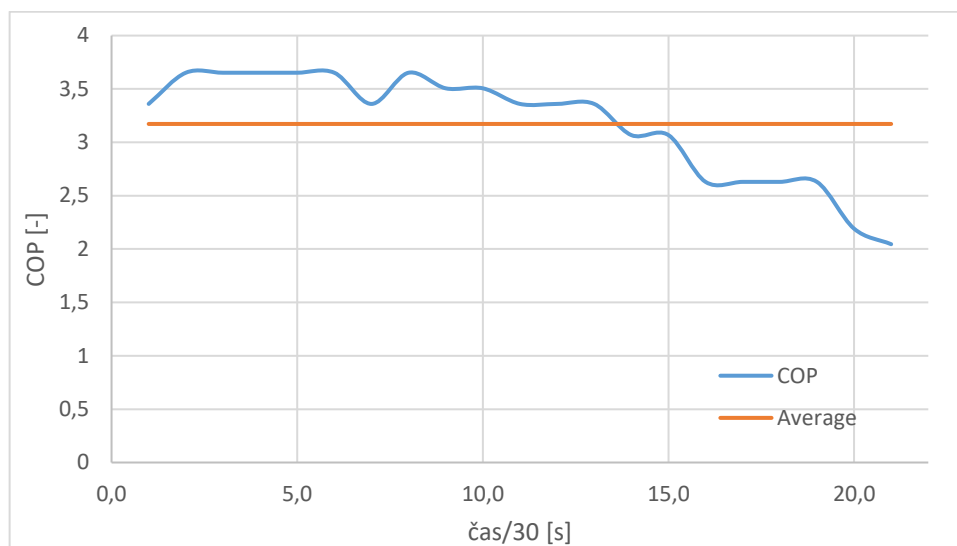
Vstup vody s konstantní teplotou je při dané velikosti akumulární nádrže nedosažitelný, protože krátce po zapnutí TČ se teplota vstupní vody mění o cca 1,5 °C. Výstupní měřená teplota zůstává až na menší odchylky stejná cca 35 °C či 42°C. Teplota závisí na příkonu kompresoru TČ (nezávisle na teplotě ohřívání vody stlačuje chladivo stále na stejný tlak, a to odpovídá určité teplotě chladiva).

COP bude určeno pro několik pracovních cyklů při různých teplotách. Výpočet COP bude probíhat dle rovnice (25), přičemž koeficient  $k=1$  a přijaté teplo bude určeno dle rovnice (24). Elektrický příkon bude do 38 °C teploty zpátečky uvažován 2010 W, pro vyšší teploty zpátečky bude příkon uvažován 3200 W (při nižších teplotách je nutné vyšší teplota vody, aby bylo zajištěno pokrytí tepelné ztráty budovy).

Výpočet COP:

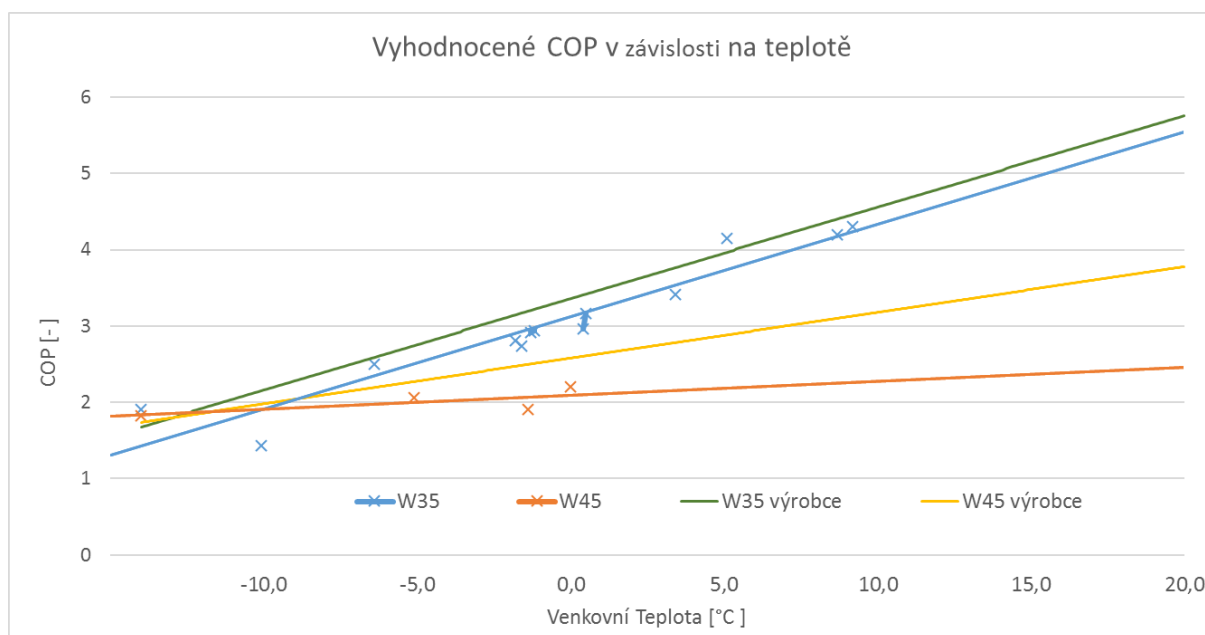
$$\text{COP} = \frac{\frac{\dot{V}}{\rho} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{zp})}{P_0} \quad (25)$$

Níže uvádím některé z naměřených a následně vyhodnocených průběhů COP. V příloze [1] je možné najít další graficky zpracované průběhy pracovních cyklů.



Obr. 53 Vyhodnocený COP pro venkovní teplotu 0,5 °C

Průběhy pro jednotlivé teploty jsou zprůměrovány, přičemž průměrná hodnota je v grafu průběhu taktéž zobrazena. Tyto průměrné hodnoty jsou v závislosti na teplotě vyneseny do následujícího grafu.



Obr. 54 Vyhodnocené COP v závislosti na teplotě

#### 4.4.3 Výpočet SCOP

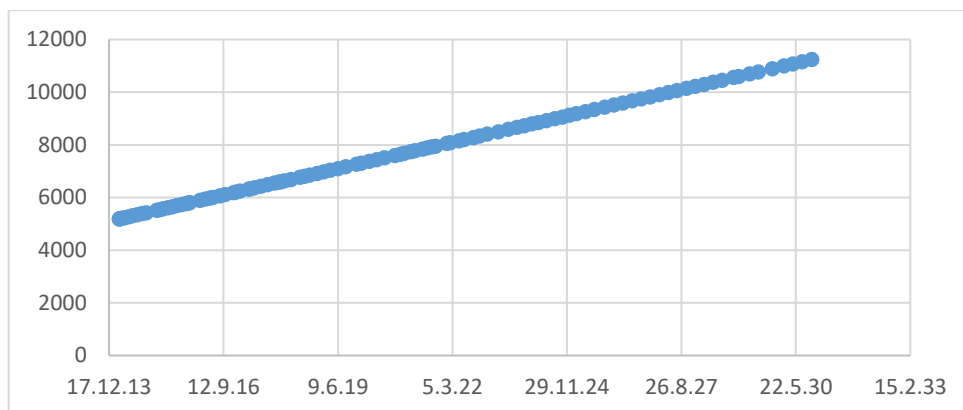
Vypočtu SCOP se věnuje kapitola 2.1.2 v rešeršní části této práce. V kapitole je popsáno, že výpočet se provádí pro teploty, které se vyskytují s určitou četností, nicméně jsou k dispozici reálná data, a proto bude SCOP vyhodnocován pro naměřené teploty.

Při výpočtu sezónního topného faktoru budeme považovat měrnou tepelnou kapacitu  $c_p$  za konstantní (rozdíl vstupu vody a vratky činí 5 °C průměrně, což odpovídá rozdílu 0,0003 kJ/kgK měrné tepelné kapacity).

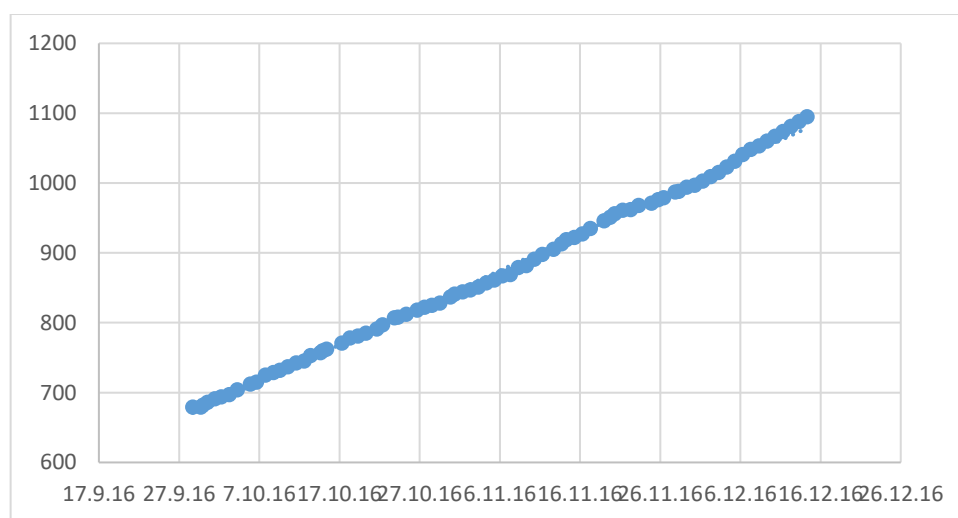


#### 4.4.3.1 Spotřeba elektrické energie pro vytápění

Měření elektrického příkonu pro vytápění bude určeno denním odečítáním spotřeby celého objektu. Spotřeba pro jednotlivé dny bude sečtena a od něj bude odečtena střední hodnota spotřeby nevytápěného období. Zimní měsíce budou doplněné o korekční součinitel  $k_{el}$ , který zohledňuje zvýšenou spotřebu elektrické energie v zimním období. Zvýšená spotřeba elektřiny je zapříčiněna například potřebou svítit po delší dobu a častější výskyt v domácnosti. Hodnota součinitele pro zimní měsíce  $k_{el}=1,02$ .



Obr. 55 Elektrická spotřeba NT



Obr. 56 Elektrická spotřeba VT

Měření teplot probíhá mezi daty 27. 10. 2016 a 31. 3. 2017 což odpovídá 156 dnům, přičemž počet dní, kdy není uvažována korekce koeficientem pro zimní dny je  $n_l=17$  dní a pro letní dny  $n_z=139$  dní.

Průměrná denní spotřeba pro vytápění:

$$El_{prům} = 28,90 \text{ kWh}$$

Elektrická energie potřebná na vytápění:

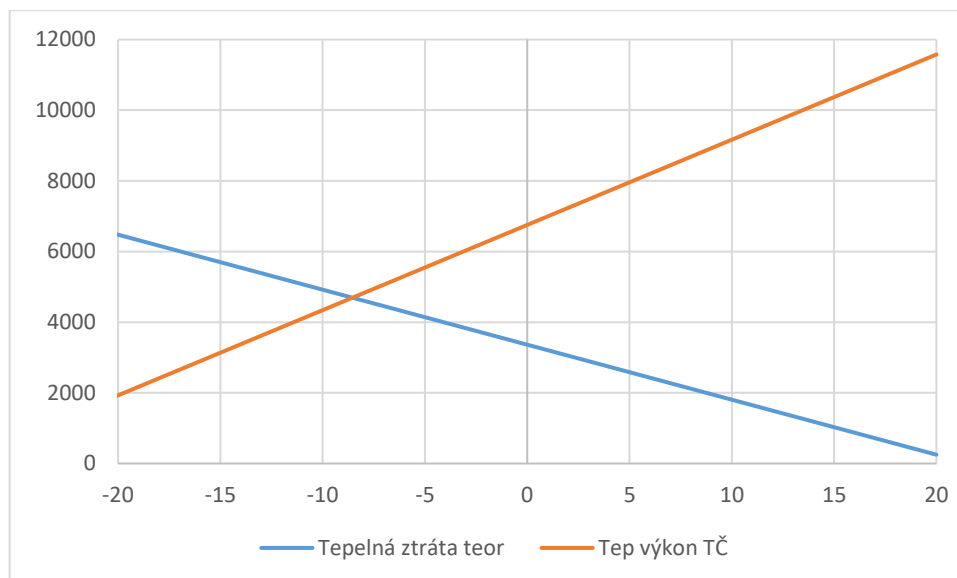
$$Q_{HE} = El_{celk} - El_{prům} \cdot n_z \cdot k_{el} - El_{prům} \cdot n_l \quad [\text{kWh}] \quad (26)$$

$$Q_{HE} = 11497,7 - 28,90 \cdot 139 \cdot 1,01 - 28,90 \cdot 17 = 6949 \text{ kWh}$$

#### 4.4.3.2 Dodané teplo TČ

Celkové teplo je rovno součtu všech tepel dodaných TČ či topnými tělesy umístěnými v akumulční nádrži. Pro teplotu pod teplotou bivalence bude dodané teplo určeno pomocí interpolace tepelné ztráty objektu.

Bod bivalence bude určen graficky jako průsečík tepelné ztráty objektu a výkonu tepelného čerpadla.



Obr. 57 Určení bodu bivalence z tepelné ztráty a výkonu TČ

Bod bivalence byl určen dle grafu viz obr. 56 na teplotu -9,0 °C. Při nižší teplotě jsou spínány topné spirály. Účinnost topných spirál je pro zjednodušení uvažována 100 %.

Tepelná energie za celé otopné období:

$$Q_H = \sum \frac{\dot{V}}{\rho} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{zp}) \quad [\text{kWh}] \quad (27)$$

$$Q_H = 20816,8 \text{ kWh}$$

#### 4.4.3.3 Vyhodnocení SCOP

Výsledný sezónní topný faktor pak bude spočten jako podíl získané tepelné energie a elektrické energie potřebné pro vytápění.

$$\text{SCOP} = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad [-] \quad (28)$$

$$\text{SCOP} = \frac{20816,8}{6949,0} = 2,99$$

Energetická účinnost:

$$\eta_s = \frac{\text{SCOP}}{2,5} \cdot 100 - \sum F(i) \quad [\%] \quad (29)$$

$$\eta_s = \frac{3,13}{2,5} \cdot 100 - 3 = 116,8 \%$$

## 4.5 Zvýšení účinnosti SCOP pomocí akumulace

Nyní je mezi okruhem TČ a topným okruhem instalována akumulární nádrž o objemu 280 l. Zvýšením kapacity či dodatečným instalováním akumulární nádrže je možné docílit zvýšení SCOP rozvržením chodu TČ. TČ může pracovat při vyšších teplotách venkovního vzduchu a tím je docíleno vyššího tepelného zisku při téměř totožném příkonu.

Sledování navýšení SCOP instalací dodatečné akumulace bude vyhodnoceno pro velikosti nádrží 1000 l, 2000 l a 5000 l.

### 4.5.1 1000 l akumulární nádrž

Celkový objem akumulace se skládá ze stávající 280 l akumulární nádrže, vody v potrubí o průměru 28 mm a délky 405,5 m a uvažované přidané akumulace v tomto případě 1000 l.

$$V_{\text{aku}} = V_{\text{nád}} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{\text{pot}} + V_{1000} \quad (30)$$

$$V_{\text{aku}} = 0,28 + \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} \cdot 405,5 + 1000 = 1,530 \text{ m}^3$$

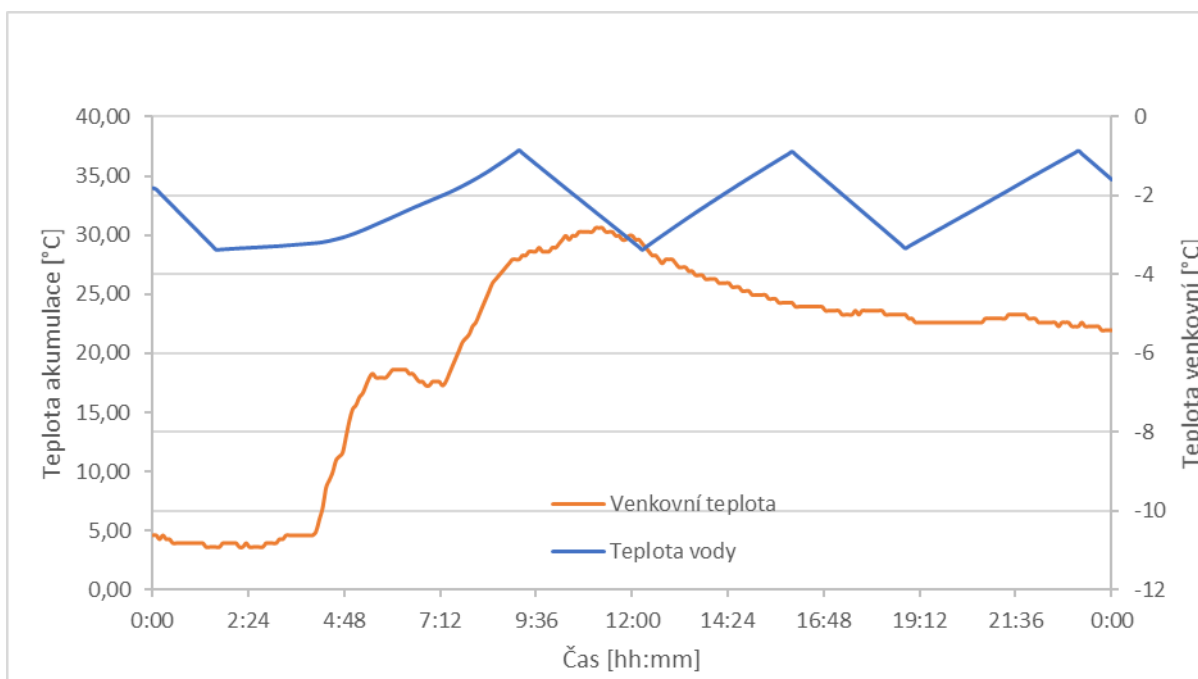
Teplotní změna za 1 sekundu v případě, že TČ nedodává teplo do systému, přičemž tepelná ztráta je závislá na venkovní teplotě, je dána rovnicí (31). Tepelná ztráta je doplněna o korekci 1400 W, která plyne z průměrného rozdílu teoretické ztráty a tepla dodaného TČ. Pro zjednodušení bude měrná tepelná kapacita uvažována konstantní a stejně tak hustota.

$$\Delta t = \frac{-Q(t)}{V_{\text{aku}} \cdot \rho \cdot c_p} \quad (31)$$

Teplotní změna za 1 sekundu v případě, že TČ dodává teplo do systému, přičemž tepelná ztráta je závislá na venkovní teplotě, je dána rovnicí (32). Stejně tak je tepelný výkon vázán na venkovní teplotu (s rostoucí teplotou se zvyšuje COP, takže při stejném příkonu bude dodávat větší množství tepla). Příkon celého TČ bude považován za konstantní.

$$\Delta t = \frac{\text{COP}(t) \cdot P_0 - Q(t)}{V_{\text{aku}} \cdot \rho \cdot c_p} \quad (32)$$

Průběh teplot byl vyhodnocen pro každý den zvlášť a jeden z nich jsou uvedeny níže. Další průběhy je možné vidět v příloze 2. Pro výpočet byl předpokládán chod TČ v režimu, kdy teplota zpátečky měla maximálně 37 °C.



Obr. 58 Simulace průběhu teplot akumulace pro dodatečnou akumulaci 1000 l

#### 4.5.1.1 Vyhodnocení SCOP s akumulací nádrží 1000 l

Elektrický příkon TČ bude určen vynásobením příkonu a časem, po který bylo TČ v provozu.

$$Q_{HE} = \tau \cdot P_0 \quad [\text{kWh}] \quad (28)$$

$$Q_{HE} = 6625682 \cdot 3120 = 5742,26 \text{ kWh}$$

Tepelná energie je stále stejná jako při výpočtu v kapitole 4.4.3 rovnicí 27.

$$Q_H = 20816,8 \text{ kWh}$$

Vyhodnocené SCOP:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad [-] \quad (29)$$

$$SCOP = \frac{20816,8}{5742,2} = 2,995$$

Energetická účinnost:

$$\eta_s = \frac{SCOP}{2,5} \cdot 100 - \sum F(i) \quad [\%] \quad (30)$$

$$\eta_s = \frac{2,995}{2,5} \cdot 100 - 3 = 144,7 \%$$

Pro korekční faktor F(1) je předepsáno dle normy použití hodnoty 3 %.

Pro korekční faktor F(2) je předepsáno dle normy použití hodnoty 0 %.

#### 4.5.2 2000 l akumulční nádrž

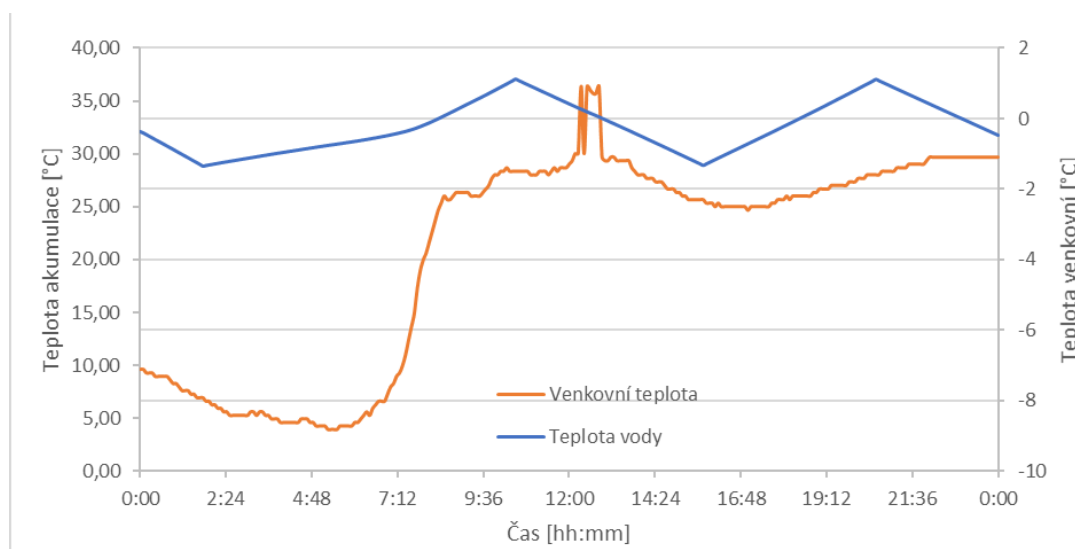
Celkový objem akumulace je stejně jako v předešlém případě akumulace součtem velikosti akumulční nádrže stávající, objemu trubek a přidané akumulční nádrže o objemu.

$$V_{\text{aku}} = V_{\text{nád}} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{\text{pot}} + V_{2000} \quad (31)$$

$$V_{\text{aku}} = 0,28 + \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} \cdot 405,50 + 2,00 = 2,530 \text{ m}^3$$

Teplotní změna za 1 sekundu v případě že TČ nedodává či nedobírá jsou počítány stejně jako v předchozím kapitole dle rovnic (31) a (32).

Průběh teplot byl vyhodnocen pro každý den zvlášť a jeden z nich je uveden níže. Další průběhy je možné vidět v příloze 3. Pro výpočet byl předpokládán chod TČ v režimu, kdy teplota zpátečky je maximálně 37 °C. Pokud bychom uvažovali chod, kdy z TČ jde voda o teplotě cca 45 °C, tato velikost akumulace se jeví jako vhodná. Další možným přínosem tohoto chodu je využití takto teplé vody k přípravě TUV.



Obr. 59 Simulace průběhu teplot akumulace pro dodatečnou akumulaci 2000 l ze dne 15.11.2016

##### 4.5.2.1 Vyhodnocení SCOP s akumulční nádrží 2000 l

Elektrický příkon TČ bude určen vynásobením příkonu a časem, po který bylo TČ v provozu.

$$Q_{\text{HE}} = \tau \cdot P_0 \quad [\text{kWh}] \quad (28)$$

$$Q_{\text{HE}} = 640083 \cdot 3120 = 4885,1 \text{ kWh}$$

Tepelná energie je stále stejná jako při výpočtu v kapitole 4.4.3 rovnicí 27.

$$Q_H = 20816,8 \text{ kWh}$$

Vyhodnocení SCOP:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad [-] \quad (29)$$

$$SCOP = \frac{20816,8}{5553,9} = 3,74$$

Energetická účinnost:

$$\eta_s = \frac{SCOP}{2,5} \cdot 100 - \sum F(i) \quad [\%] \quad (30)$$

$$\eta_s = \frac{4,06}{2,5} \cdot 100 - 3 = 146,3 \%$$

Pro korekční faktor F(1) je předepsáno dle normy použití hodnoty 3 %.  
Pro korekční faktor F(2) je předepsáno dle normy použití hodnoty 0 %.

### 4.5.3 5000 l akumulční nádrž

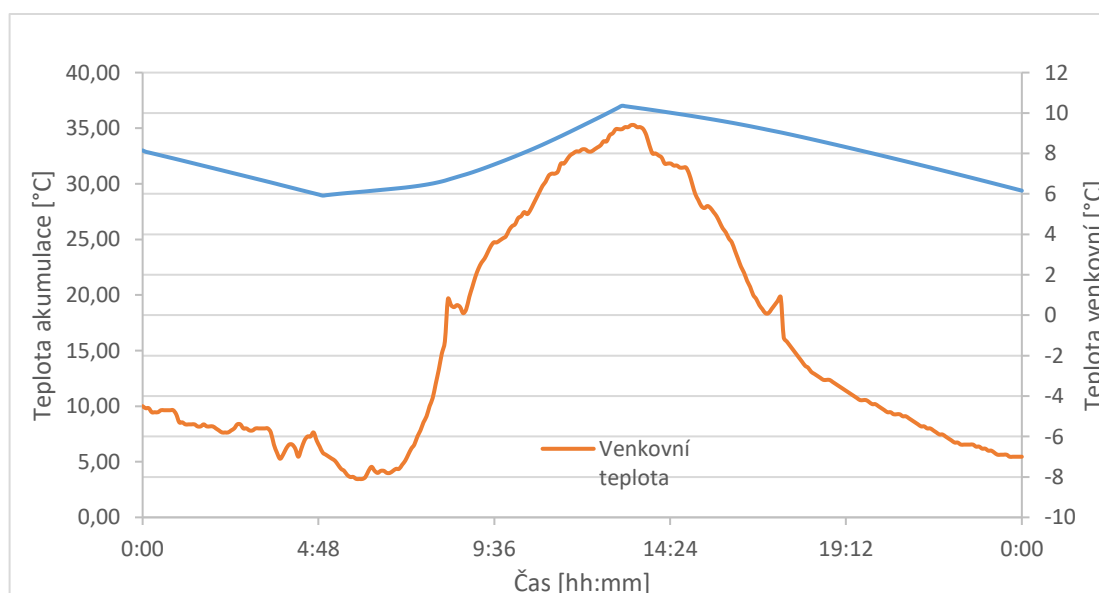
Celková velikost akumulace je stejně jako v případě akumulace součtem velikosti akumulční nádrže stávající, objemu trubek a přídatné 2000 l akumulace.

$$V_{aku} = V_{nád} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{pot} + V_{5000} \quad (31)$$

$$V_{aku} = 0,28 + \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} \cdot 405,5 + 5,000 = 5,530 \text{ m}^3$$

Teplotní změna za 1 sekundu v případě že TČ nedodává či nedobývá jsou počítány stejně jako v předchozím kapitole dle rovnic (31) a (32).

Průběh venkovní teploty a simulace teploty akumulace byl vyhodnocen pro každý den zvlášť. Jako příklad zde uvádím jeden průběh ze dne 14.12.2016. Další průběhy je možné nalézt v příloze 4.



Obr. 60 Simulace průběhu teplot akumulace pro dodatečnou akumulaci 5000 l ze 14.12. 2016

#### 4.5.3.1 Vyhodnocení SCOP s akumulační nádrží 5000 l

Elektrický příkon TČ bude určen vynásobením příkonu a časem, po který bylo TČ v provozu.

$$Q_{HE} = \tau \cdot P_0 \quad [\text{kWh}] \quad (28)$$

$$Q_{HE} = 5918729 \cdot 3120 = 4885,1 \text{ kWh}$$

Tepelná energie je stále stejná jako při výpočtu v kapitole 4.4.3 rovnicí 27.

$$Q_H = \sum \frac{\dot{V}}{\rho} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{zp}) = 20816,8 \text{ kWh}$$

Vyhodnocení SCOP:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad [-] \quad (29)$$

$$SCOP = \frac{20816,8}{4885,1} = 3,91$$

Energetická účinnost:

$$\eta_s = \frac{SCOP}{2,5} \cdot 100 - \sum F(i) \quad [\%] \quad (30)$$

$$\eta_s = \frac{3,91}{2,5} \cdot 100 - 3 = 153,5 \%$$

Pro korekční faktor F(1) je předepsáno dle normy použití hodnoty 3 %.

Pro korekční faktor F(2) je předepsáno dle normy použití hodnoty 0 %.

#### 4.5.4 Návratnost investic

Při vyčíslování roční úspory a prosté doby návratnosti instalace akumulační nádrže budou uvažovány následující předpoklady:

- TČ pracuje jen při NT,
- cena jedné kWh je po celou dobu investice stejná a to 1,5004 Kč včetně DPH,
- inflace/deflace je zanedbána.

Při vyčíslování ročních úspor byly brány v potaz i topné měsíce, ve kterých se neměřilo. Spotřeba byla odhadnuta pomocí lineární interpolace v závislosti na teplotě.

Tab. 14 Elektrická spotřeba na vytápění, výdaje a roční úspora (ceny včetně DPH)

	Spotřeba elektrická [kWh/rok]	Výdaje na vytápění [Kč/rok]	Roční úspora CF [Kč/rok]
nynější stav	8340,4	12513,9	0
1000	6821,4	10234,8	2279,1
2000	6647,2	9973,5	2540,4
5000	6444,3	9669,1	2844,8

Pro vyhodnocení doby návratnosti investice byli vyhledány akumulční nádrže firmy Regulus a Linszter s.r.o. Ke každé akumulční nádrži je uvažována měkká izolace s koženkovým povrchem. Do investičních nákladů jsou taktéž započítány náklady na montáž, které jsou odhadovány na 2000 Kč.

Tab. 15 Seznam investičních nákladů IN včetně DPH [51,52]

	1000 l	2000 l	5000 l
Regulus	26224 Kč	45396 Kč	89900 Kč
Linszter s.r.o.	23225 Kč	38227 Kč	91985 Kč

Prostá doba návratnosti:

$$T_s = \frac{IN}{CF} \text{ [rok]} \quad (31)$$

Tab. 16 Prostá doba návratnosti investice  $T_s$

	1000 l	2000 l	5000 l
Regulus	11,5	17,9	31,6
Linszter s.r.o.	10,2	15,0	32,3



## 5 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo podrobně se seznámit s principem, hlavními typy a komponentami TČ. Dále také popsat konkrétní zapojení TČ, vyhodnotit SCOP v topné sezoně 2016/2017 a posoudit vliv akumulace na SCOP a provozní náklady.

V rešeršní části této práce byly popsány nejdůležitější historické milníky vývoje TČ, stručně princip a hlavní komponenty. Podrobněji pak byla popsána chladiva a kompresory, jelikož patří k technologicky nejnáročnějším komponentám TČ. Dále byly popsány zdroje tepla pro TČ, a s tím související typy TČ.

SCOP bylo vyhodnoceno měřením teplot média na vstupu a výstupu z TČ, výpočtem průtoků a určením el. příkonů TČ denním odečítáním elektroměru. Výsledné SCOP za topnou sezonu 2016/2017 bylo určeno jako 2,99, což odpovídá energetické účinnosti 120 %.

K navýšení SCOP byla uvažována akumulace o objemu 1000 l, 2000 l a 5000 l. Instalací 5000l nádrže je docíleno optimálního provozu téměř pro všechny dny v roce. Optimálním provozem rozumíme to, že TČ pracuje jen v odpoledních hodinách, kdy očekáváme nejvyšší venkovní teploty. Díky provozu ve vyšších teplotách venkovního vzduchu se navýší i SCOP na hodnotu 3,99. Instalací 2000l nádrže je provoz optimální do cca +5 °C průměrné denní teploty. Při nižších teplotách lze provoz TČ rozvrhnout do dvou pracovních úseků. Akumulační nádrž o velikosti 2000 l navýší SCOP na hodnotu 3,74. Akumulační nádrž o objemu 1000 l nezaručí optimální provoz, nicméně zásadně přispěje k navýšení SCOP na hodnotu 3,62, a to díky snižování rychlosti růstu teploty vody vstupující do TČ, a kondenzátor tak může pracovat s větším teplotním gradientem.

Z ekonomického hlediska se instalací 1000l nádrže docílí roční úspory na provozních nákladech 2279 Kč. Návratnost této investice se pohybuje v rozmezí 10–12 let. 5000l akumulační nádrž sice nabízí optimální chod TČ a roční úsporu 2845 Kč, nicméně investiční náklady jsou velké a návratnost této investice je cca 32 let. Jako vhodný kompromis se nabízí instalace akumulační nádrže o objemu 2000 l. Touto investicí se docílí roční úspory 2540 Kč s návratností cca 16 let.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] Globální situace v oblasti nerostných surovin: základní přehled [online]. 2016. Praha: On War | On Peace. Available at: <http://www.onwar.eu/2016/04/19/globalni-situace-v-oblasti-nerostnych-surovin-zakladni-prehled/>
- [2] Značka kvality pro tepelná čerpadla [online]. 2011. Praha: Národní komise pro přidělování značky kvality pro tepelná čerpadla AVTČ. Available at: [www.avtc.cz/?download=/94/clanek-na-tzb-q.pdf](http://www.avtc.cz/?download=/94/clanek-na-tzb-q.pdf)
- [3] ZNAČKA KVALITY Q [online]. 2008. Praha: ASOCIACE PRO VYUŽITÍ TEPELNÝCH ČERPADEL. Available at: <http://www.avtc.cz/?page=znacka-kvality-q>
- [4] ČSN EN 14825, Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru: Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení. 2016. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [5] SEDLÁŘ, Jan. Hodnocení SCOP tepelných čerpadel pro vytápění [online]. 1. Praha: TZB-info, 2015 [cit. 2017-04-25]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13507-hodnoceni-scop-tepelnych-cerpadel-pro-vytapani>
- [6] AC Heating: Faktory ovlivňující účinnost tepelných čerpadel [online]. 2012. Praha: Tzb-info. Available at: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-faktory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel>
- [7] REAY, David, Ryan MCGLEN and Peter KEW. 2013. *Heat pipes*. Sixth edition. Burlington: Elsevier Science.
- [8] History of Heat Pumps: Swiss Contributions and International Milestones [online]. 2008. Zürich: IEA Heat Pump Conference. Available at: <http://www.zogg-engineering.ch/publi/HistoryHP.pdf>
- [9] KISS, B. 2012. Heat Pumps: A Comparative Assessment of Innovation and Diffusion Policies in Sweden and Switzerland. The Global Energy Assessment [online]. Cambridge: Cambridge University Press, 2012(1), 1-14. Available at: [http://www.iiasa.ac.at/web/home/research/researchPrograms/TransitionstoNewTechnologies/04\\_Kiss\\_Heat\\_Pumps\\_WEB.pdf](http://www.iiasa.ac.at/web/home/research/researchPrograms/TransitionstoNewTechnologies/04_Kiss_Heat_Pumps_WEB.pdf)
- [10] Stav tepelných čerpadel na českém trhu [online]. 2014. Praha: Asociace pro využití TČ. Available at: <http://www.avtc.cz/?download=/145/stav-tepelnych-cerpadel-na-ceskem-trhu.pdf>
- [11] Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. 2001. In: TZB-INFO [online]. Praha: Top-info. Available at: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivite-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>
- [12] DAVID, Petr. 2015. Kompresory pro tepelná čerpadla [online]. In: . Available at: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>

- [13] About Copeland Scroll Digital. 2000. In: Emerson Climate Technologies [online]. St. Louis: Emerson. Available at: [http://www.emersonclimate.com/asia/en-AP/Products/Compressors/Scroll\\_Compressors/Commercial/Copeland\\_Scroll\\_Digital/About\\_Copeland\\_Scroll\\_Digital/Pages/About\\_Copeland\\_Scroll\\_Digital.aspx](http://www.emersonclimate.com/asia/en-AP/Products/Compressors/Scroll_Compressors/Commercial/Copeland_Scroll_Digital/About_Copeland_Scroll_Digital/Pages/About_Copeland_Scroll_Digital.aspx)
- [14] POSPÍŠIL, Luděk. 2011. APLIKACE KOMPRESORŮ SCROLL S EVI SYSTÉMEM. JDK, spol. s r.o [online]. **2011**(9), 1-5. Available at: [http://www.jdk.cz/system/files/ftp/ar\\_articles/AR007\\_CZ\\_Aplikace%20scroll%20EVI\\_R1.pdf](http://www.jdk.cz/system/files/ftp/ar_articles/AR007_CZ_Aplikace%20scroll%20EVI_R1.pdf)
- [15] ŽERAVÍK, Antonín. 2003. Stavíme tepelné čerpadlo: návratnost i za jeden rok. Přerov: Antonín Žeravík.
- [16] Kompresory: skriptum pro partnerské střední školy [online]. 2012. Ostrava: Vysoká škola báňská. Available at: [http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01\\_Stavba-a-provoz-stroju\\_1-3/1\\_IUT/002\\_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf](http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf)
- [17] MAREK, Vladislav. 2012. Oleje pro šroubové kompresory. Tribotechnika [online]. TechPark, **2012**(3). Available at: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12010/oleje-pro-sroubove-kompresory.html>
- [18] Nové technologie a aplikace tepelných čerpadel: rozšiřující možnosti jejich uplatnění (nejen) v podmínkách ČR [online]. 2014. Praha: SEVEN Energy. Available at: <http://www.svn.cz/assets/files/informacni-materialy/2015/publikace-o-tc-sevenenergy.pdf>
- [19] Kompresory: skriptum pro partnerské střední školy [online]. 2012. Ostrava: Vysoká škola báňská. Available at: [http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01\\_Stavba-a-provoz-stroju\\_1-3/1\\_IUT/002\\_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf](http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf)
- [20] ARNOLD, Vladimír. 2013. TEPELNÁ ČERPADLA [online]. 1. Tábor: FINAL EXIT. Available at: [http://zelenymost.cz/files/tepelna\\_cerpadla.pdf](http://zelenymost.cz/files/tepelna_cerpadla.pdf)
- [21] DUŠKA, Michal. 2013. Regulace chladivových klimatizačních systémů. Vytápění, větrání, instalace [online]. **2013**(1), 1-5. Available at: [http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Publikace/VVI-2013-01\\_p002.pdf](http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Publikace/VVI-2013-01_p002.pdf)
- [22] CO JE TŘEBA VĚDĚT O CHLADIVECH [online]. 2015. Praha: Abs-portál. Available at: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vetrani-a-klimatizace/co-je-treba-vedet-o-chladivech>
- [23] Chladiva používaná v tepelných čerpadlech [online]. 2015. Praha: TZB-info. Available at: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-cerpadlech>
- [24] GALAS, Otakar and Veronika ŠÍPKOVÁ. 2014. Sborník o tepelných čerpadlech [online]. 1. Ostrava: Moravskoslezský energetický klastr. Available at: [http://partnerstvi-energetiky.msek.cz/wp-content/uploads/2013/01/tepelna\\_cerpadla.pdf](http://partnerstvi-energetiky.msek.cz/wp-content/uploads/2013/01/tepelna_cerpadla.pdf)
- [25] METODIKA PRO NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA SYSTÉMU VZDUCH-VODA [online]. 2012. Praha: ASOCIACE PRO VYUŽITÍ TEPELNÝCH ČERPADEL.

- Available at: [http://www.avtc.cz/?download=\\_/dokum/metodika-pro-navrh-tepelneho-cerpadla-vzduch-voda\\_28-05-2012-pracovni-verze.pdf](http://www.avtc.cz/?download=_/dokum/metodika-pro-navrh-tepelneho-cerpadla-vzduch-voda_28-05-2012-pracovni-verze.pdf)
- [26] Tepelná čerpadla, geotermální energie. 2016. DŘÍMAL, Petr. Tepelná čerpadla, geotermální energie [online]. 1. Praha: Code Creator. Available at: <https://publi.cz/books/93/02.html#2-1>
- [27] Tepelná čerpadla vzduch-voda: HOTJET 8ONE a 15ONE kompakt [online]. 2012. Bolatic: HOTJET CZ. Available at: <http://www.hotjet.eu/cs/tepelna-cerpadla-vzduch-voda/venkovni-hotjet-one>
- [28] Geotermální energie v ČR [online]. 2015. Praha: Oenergetice.cz. Available at: <http://oenergetice.cz/technologie/obnovitelne-zdroje-energie/geotermalni-energie-v-cr/>
- [29] METODIKA PRO NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA: ZEMĚ – VODA [online]. 2012. Praha: ASOCIACE PRO VYUŽITÍ TEPELNÝCH ČERPADEL. Available at: [http://www.avtc.cz/?download=\\_/dokum/metodika-pro-navrh-tepelneho-cerpadla-zeme---voda\\_28\\_5\\_2012-pracovni-verze.pdf](http://www.avtc.cz/?download=_/dokum/metodika-pro-navrh-tepelneho-cerpadla-zeme---voda_28_5_2012-pracovni-verze.pdf)
- [30] VRTY PRO TEPELNÁ ČERPADLA: TIPY PRO INVESTORY [online]. 2012. Praha: Asociace pro využití tepelných čerpadel. Available at: [http://www.avtc.cz/?download=\\_/dokum/prirucka-nahled\\_26\\_8\\_2012\\_web.pdf](http://www.avtc.cz/?download=_/dokum/prirucka-nahled_26_8_2012_web.pdf)
- [31] GEOTERMÁLNÍ ENERGIE: Ekologická energie z hlubin Země – současné možnosti využívání. 2007. In: PLANETA: odborný časopis pro životní prostředí [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, p. 2-30. Available at: [https://prvnigeotermalni.cz/upload/4084e9a33cc28c0fe8e25501a8bcb01/geotermalni\\_energie\\_myslil\\_4.pdf](https://prvnigeotermalni.cz/upload/4084e9a33cc28c0fe8e25501a8bcb01/geotermalni_energie_myslil_4.pdf)
- [32] Základní vlastnosti vrtů pro tepelná čerpadla [online]. 2012. Praha: TZB-info. Available at: <http://www.tzb-info.cz/9245-zakladni-vlastnosti-vrtu-pro-tepelna-cerpadla>
- [33] GEOTHERMAL HEAT PUMPS [online]. 2013. Washington, DC: Energy.gov. Available at: <https://energy.gov/energysaver/geothermal-heat-pumps>
- [34] Výpočtové hodnocení tepelných soustav s tepelnými čerpadly [online]. 2011. Praha: Státní fond životního prostředí ČR. Available at: [http://www.opzp2007-2013.cz/soubor-ke-stazeni/41/12428-06\\_hodnoceni\\_TC\\_metodika.pdf](http://www.opzp2007-2013.cz/soubor-ke-stazeni/41/12428-06_hodnoceni_TC_metodika.pdf)
- [35] Solární tepelné soustavy [online]. 2009. Praha: Fakulta strojní ČVUT v Praze. Available at: [http://www.solarnispolecnost.cz/?download=\\_/9/sbornik1\\_praha.pdf](http://www.solarnispolecnost.cz/?download=_/9/sbornik1_praha.pdf)
- [36] O Programu: Nová zelená úsporám [online]. 2015. Praha: Státní fond životního prostředí ČR. Available at: <http://www.novazelenausporam.cz/zadatele-o-dotaci/rodinne-domy/3-vyzva-rodinne-domy/o-programu-3-vyzva/>
- [37] D55d a D56d: Sazba pro tepelné čerpadlo [online]. 2010. Praha: Cenyenergie.cz. Available at: <http://www.cenyenergie.cz/d55d-a-d56d-sazba-pro-tepelne-cerpadlo/#/promo-ele>

- [38] PODMÍNKY DISTRIBUČNÍCH SAZEB SKUPINY ČEZ [online]. 2016. Praha: ČEZ. Available at: [https://www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/cez\\_cz\\_ele\\_pds-moo\\_2016.pdf](https://www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/cez_cz_ele_pds-moo_2016.pdf)
- [39] Absorpční a Adsorpční chlazení: Výroba chladu s využitím tepla [online]. 2012. Plzeň: SYSTHERM. Available at: <http://www.systherm.com/upload/download/systherm-pl-absorpcni-a-adsorpcni-chlazení.pdf>
- [40] ČSN EN ISO 10077-1, Tepelné chování oken, dveří a okenic -Výpočet součinitele prostupu tepla. 2001. 1. Brusel: Evropský výbor pro normalizaci.
- [41] ČSN 73 0540-3, Tepelná ochrana budov: Část 3: Výpočtové hodnoty veličin pro navrhování a ověřování. 1994. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví zobrazit detail normy na stránkách vydavatele.
- [42] ČSN 06 0210, Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. 1993. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [43] Hotjet: technický list [online]. 2015. Bolatice: Hotjet. Available at: <http://www.hotjet.eu/files/technicky-list-akce-hotjet-one.pdf>
- [44] MULLEY, Raymond. c2004. Flow of industrial fluids: theory and equations. 1. Boca Raton, Fla.: CRC Press.
- [45] Water - Dynamic and Kinematic Viscosity [online]. Available at: [http://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d\\_596.html](http://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html)
- [46] HYDRAULICKÉ ZTRÁTY V POTRUBÍ [online]. 2009. Brno. Available at: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=15930](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15930). Bakalářská. VUT v Brně. Vedoucí práce PAVEL RUDOLF.
- [47] UPS 25-70 180. In: Grundfos [online]. Available at: <http://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?productnumber=96621354&qcid=147835494>
- [48] Hodnoty součinitelů místních ztrát: zdroje tepla a základní tvarovky potrubí [online]. 2014. Praha: TZB-info. Available at: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubí>
- [49] Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu [online]. 2012. Praha: TZB-info. Available at: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/44-tepelna-ztrata-potrubí-s-izolaci-kruhoveho-prurezu>
- [50] Series 100: UP, UPS, UPSD circulator pumps [online]. 2014. Bjerringbro: GRUNDFOS A/S. Available at: <http://net.grundfos.com/Appl/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-5564731.pdf>
- [51] Akumulační nádrže [online]. 2015. Praha: Regulus s r.o. Available at: <http://www.regulus.cz/cz/akumulacni-nadrze>

- [52] Akumulační nádrže [online]. 2009. Pohořelice: Linszter. Available at:  
<https://akumulacni-nadrz.cz/>

## 7 Použité symboly

Symbol	Jednotka	Význam
$A_g$	$[m^2]$	plocha zasklení
$A_r$	$[m^2]$	plocha rámu
$c_p$	$[J/kgK]$	měrná tepelná kapacita
$d$	$[mm]$	průměr potrubí
$D$	$[m]$	průměr trubky s izolací
$El$	$[kWh]$	elektrická spotřeba pro vytápění
$El_{prům}$	$[kWh]$	průměrná denní elektrická spotřeba pro vytápění
$g$	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
$h$	$[m^2]$	výška stropu
$k$	$[mm]$	drsnost potrubí
$L$	$[m]$	délka potrubí
$l_t$	$[J/kg]$	měrné skupenské teplo tání
$n_v$	$[1/h]$	intenzitu výměny vzduchu
$P_0$	$[W]$	elektrický příkon TČ
$p_1$	$[-]$	přirážka na vyrovnání vlivu chladných stěn
$p_2$	$[-]$	přirážka na urychlení zátopy
$p_3$	$[-]$	přirážka na světovou stranu
$Q_0$	$[W]$	základní tepelná ztráta
$Q_I$	$[W]$	tepelná ztráta 1. patra
$Q_{II}$	$[W]$	tepelná ztráta 2. patra
$Q_p$	$[W]$	tepelná ztráta prostupem tepla
$Q_{přiz}$	$[W]$	tepelná ztráta přízemí
$Q_v$	$[W]$	tepelná ztráta větráním
$Q_z$	$[W]$	tepelný zisk
$Q_{ztrát}$	$[W]$	celková tepelná ztráta budovy
$R$	$[W/m^2 K]$	tepelný odpor
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$t_e$	$[°C]$	externí teplota
$t_i$	$[°C]$	interní teplota
$t_t$	$[°C]$	teplota trubky
$t_{zp}$	$[°C]$	teplota zpátečky
$t_{zp}$	$[°C]$	teplota napájecí vody
$t_{zp}$	$[°C]$	teplota napájecí vody
$U_g$	$[m^2 K/W]$	koeficient prostupu tepla zasklením
$U_w$	$[m^2 K/W]$	koeficient prostupu tepla oknem
$U_z$	$[m^2 K/W]$	součinitel prostupu tepla zdiva
$v$	$[m/s]$	Rychlost média v trubce
$V_{aku}$	$[m^3]$	velikost celkové akumulace
$V_{nád}$	$[m^3]$	velikost stávající nádrže
$V_o$	$[m^3]$	objem patra
$V_v$	$[m^3/s]$	objemový tok vzduchu
$V_{TČ}$	$[m^3/s]$	objemový průtok vody tepelným čerpadlem
$V_{top}$	$[m^3/s]$	objemový průtok vody topným okruhem
$V_{x000}$	$[m^3]$	velikost přídavné akumulace
$Y_{\dot{c}}$	$[J/kg]$	měrná energie čerpadla
$Y_z$	$[J/kg]$	ztrátová energie
$\alpha_e$	$[W/m^2 K]$	součinitel přestupu tepla vnější

---

$\alpha_i$	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$	součinitel přestupu tepla vnitřní
$\Delta t$	$[\text{°C}]$	teplotní změna
$\eta_s$	$[-]$	energetická účinnost
$\xi$	$[-]$	Součinitel místní ztrát
$\rho$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	hustota
$\tau$	$[\text{s}]$	čas
$\nu$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	kinematická viskozita
$\Psi_g$	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$	lineární činitel prostupu tepla
$\lambda$	$[-]$	součinitel délkových ztrát
$\lambda$	$[\text{W}/\text{m}^2]$	součinitel prostupu tepla



## 8 Použité zkratky

Zkratka	Význam
COP	topný faktor
GWP	potenciál globálního ohřevu
NT	nízký tarif
ODP	potenciál globálního ohřevu
PCM	akumulační materiály se změnou skupenství
PER	faktor využití primární energie
RD	rodinný dům
SCOP	sezonní topný faktor
SPER	sezonní faktor využití primární energie
TČ	tepelné čerpadlo
VT	vysoký tarif

## 9 Seznam příloh

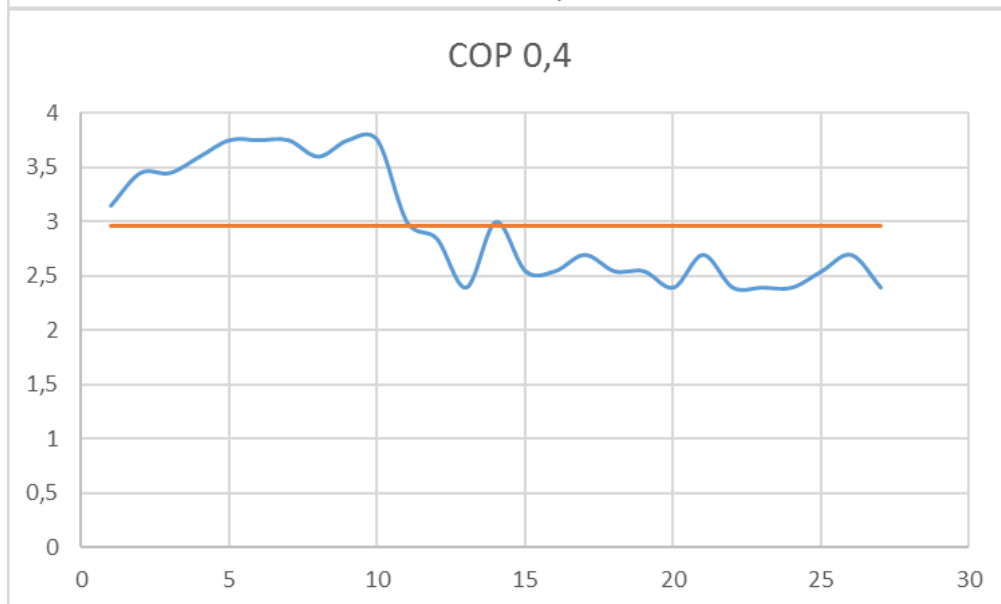
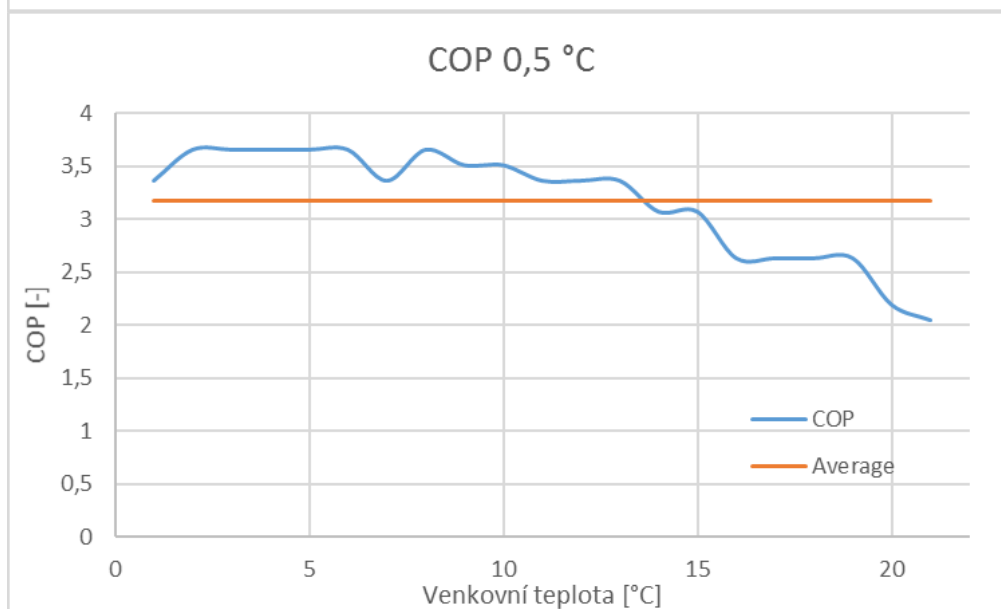
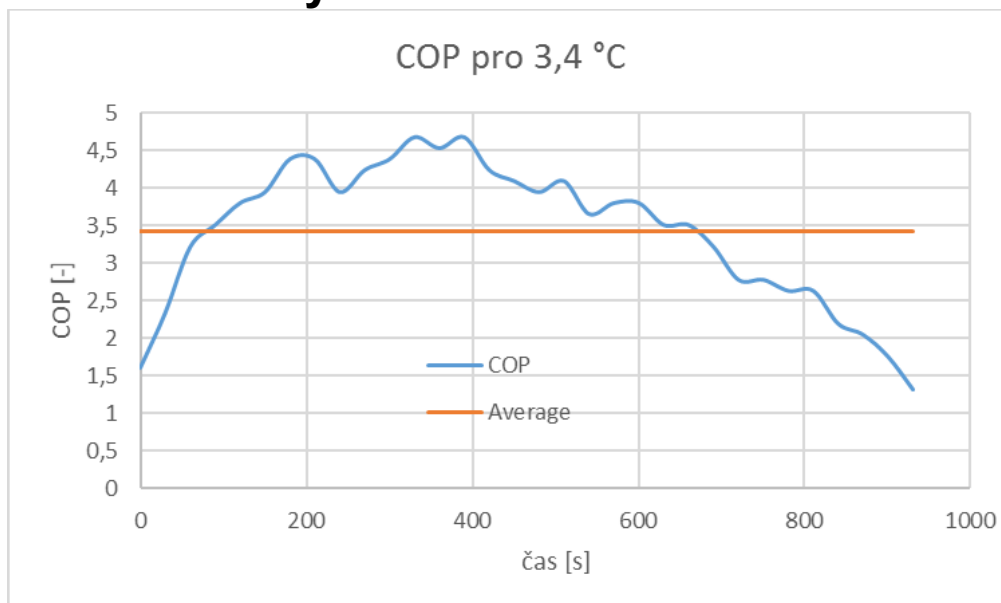
Příloha 1: Průběhy COP

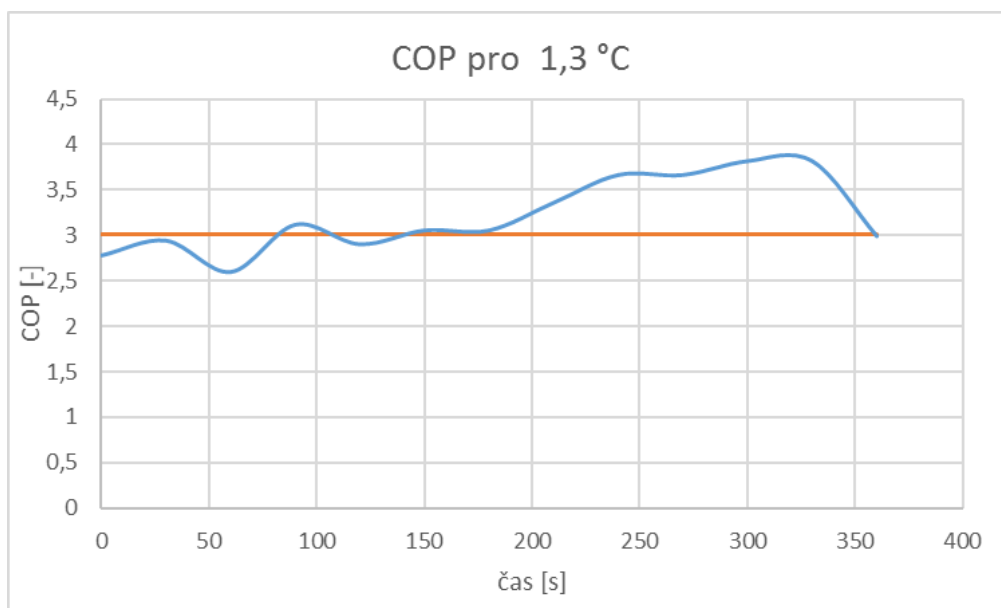
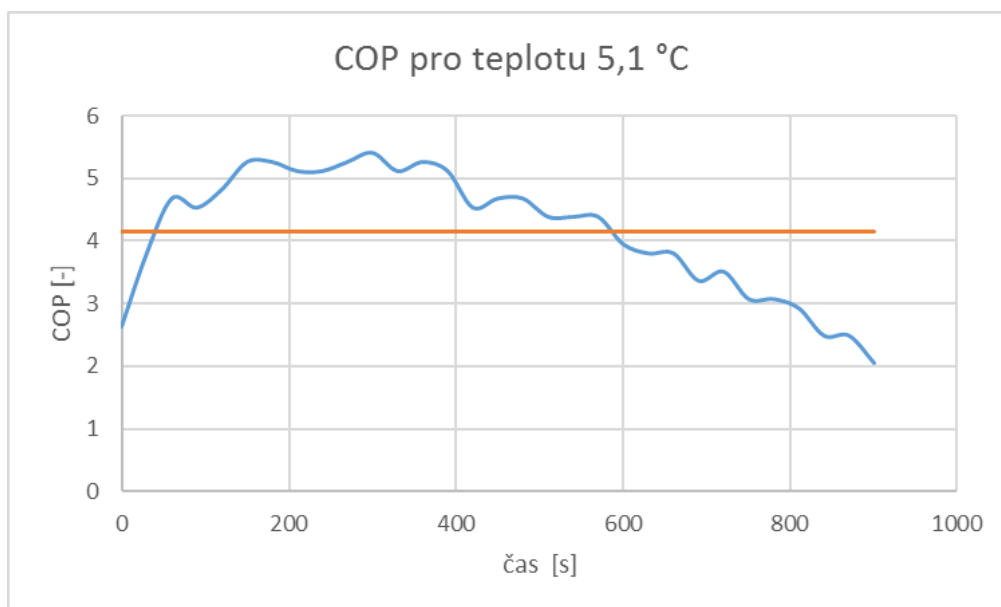
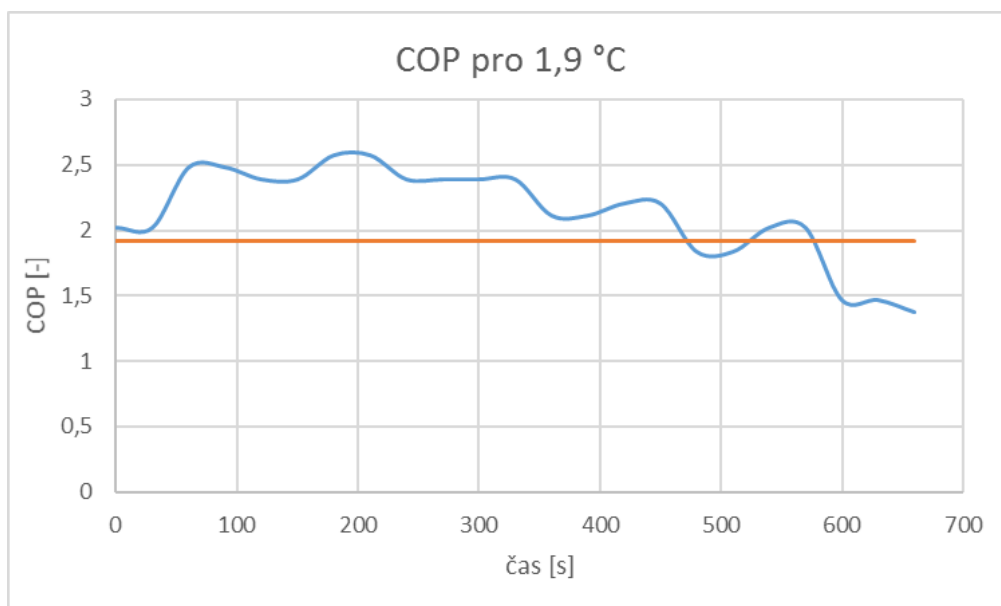
Příloha 2: Denní průběhy pro akumulární nádrž 1000 l

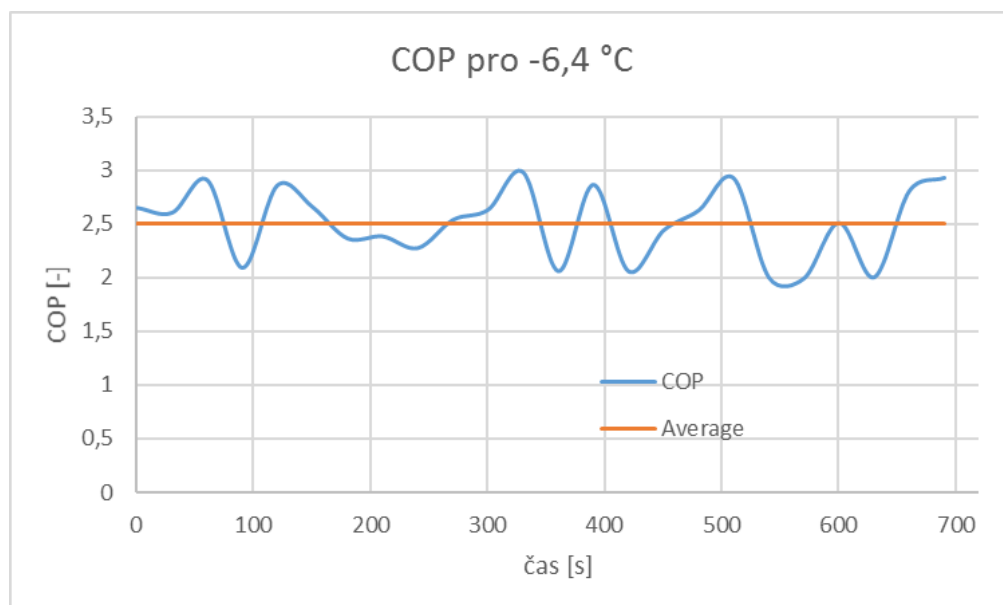
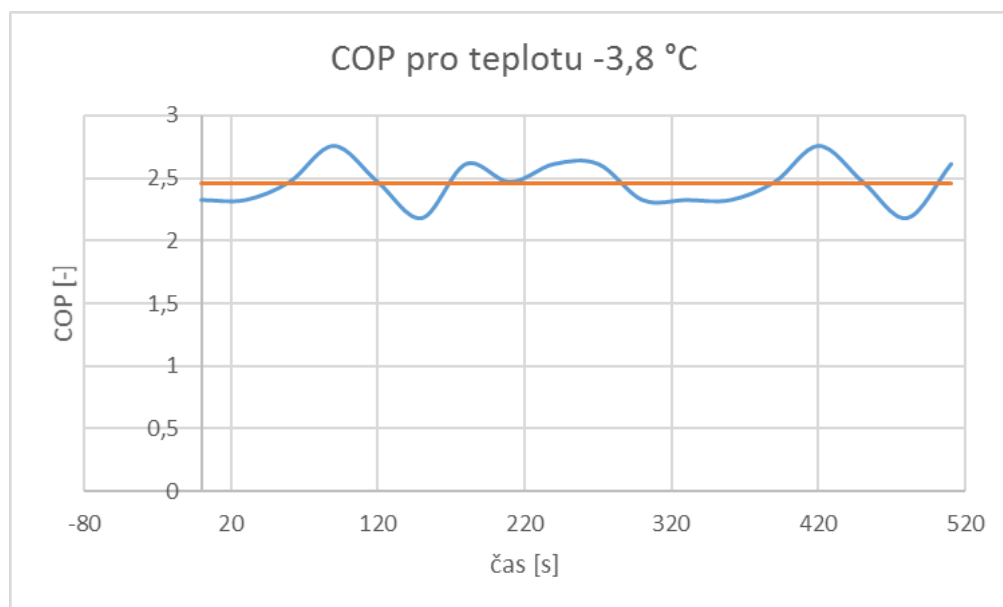
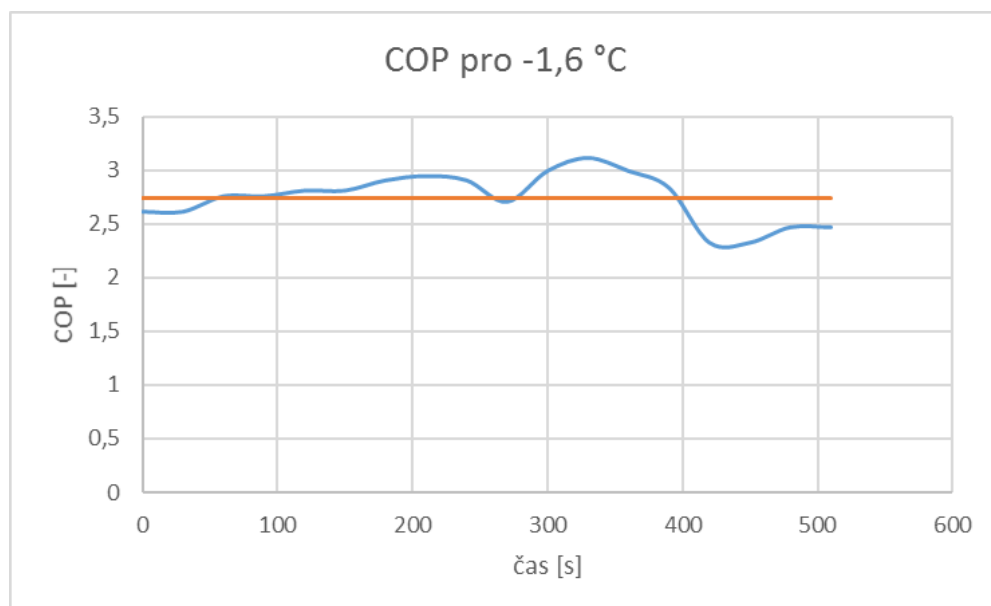
Příloha 3: Denní průběhy pro akumulární nádrž 2000 l

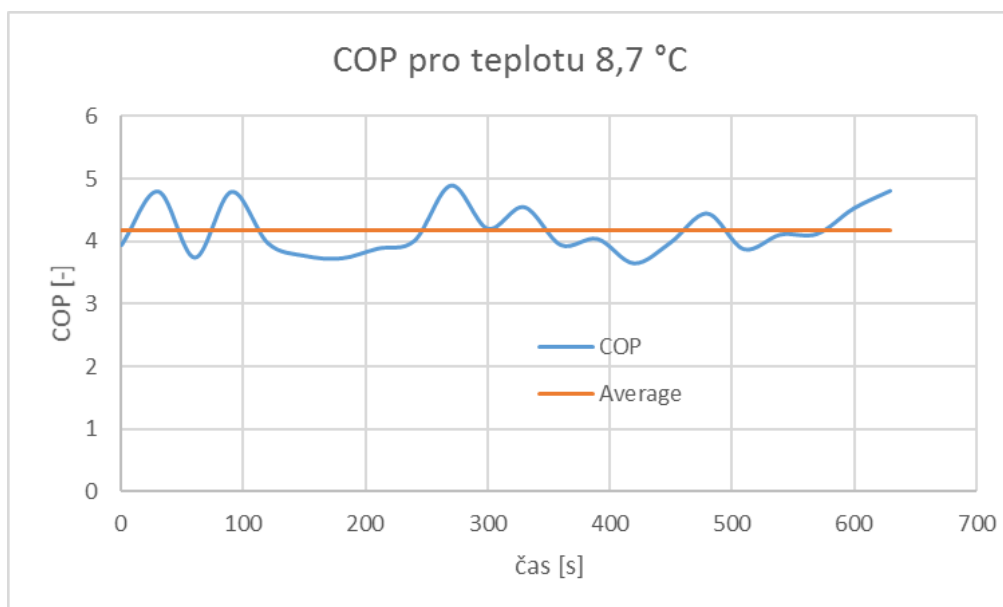
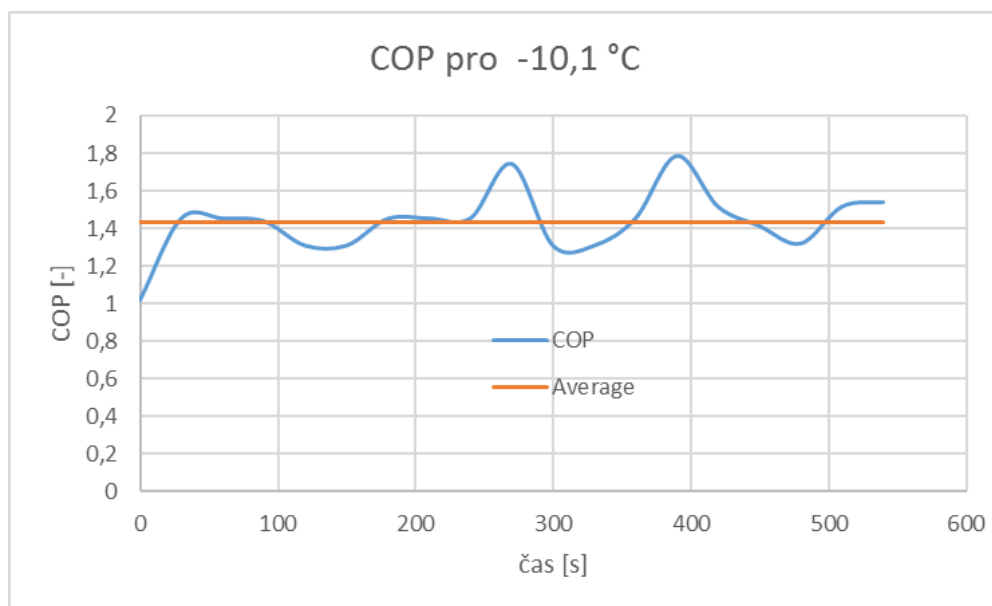
Příloha 4: Denní průběhy pro akumulární nádrž 5000 l

## Příloha 1: Průběhy COP

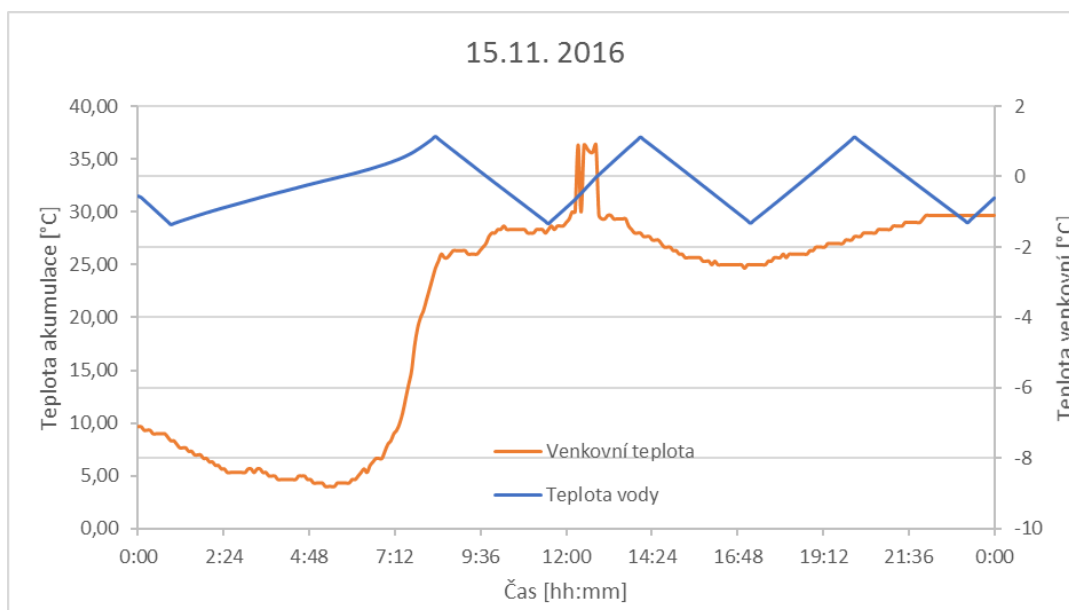
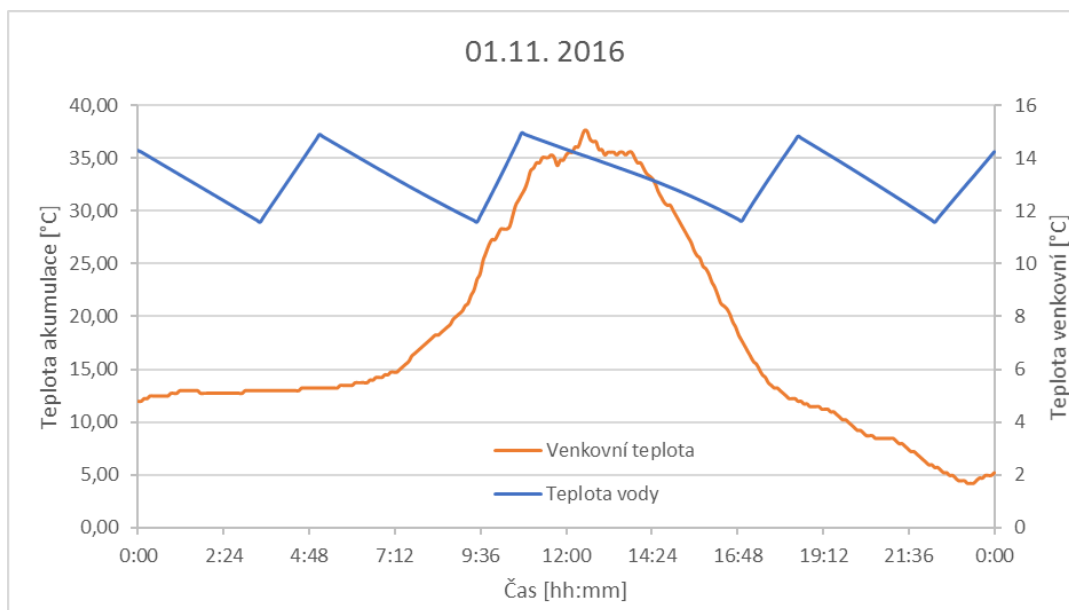


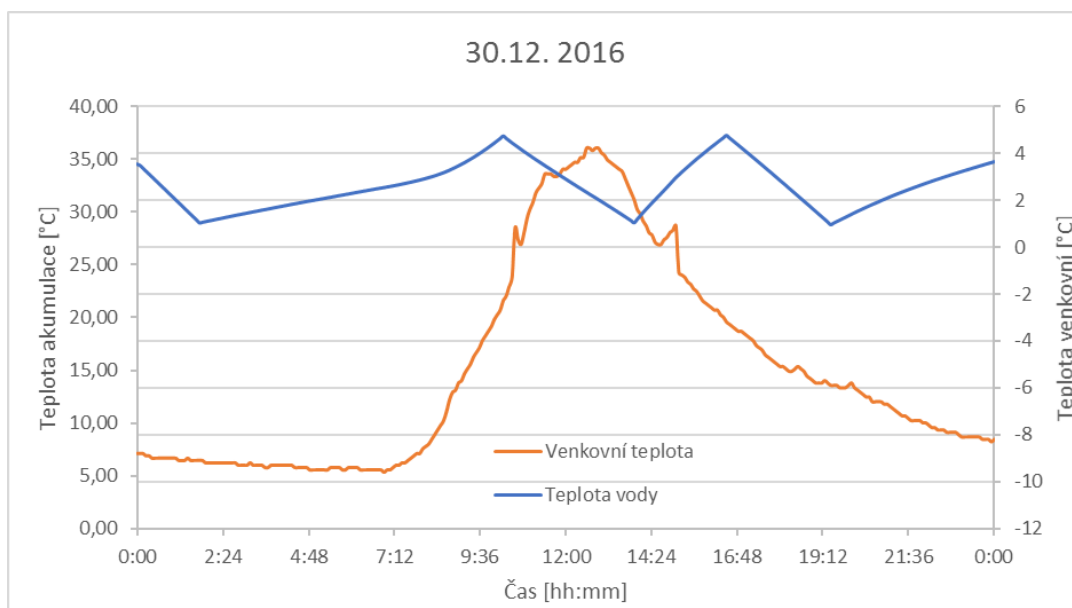
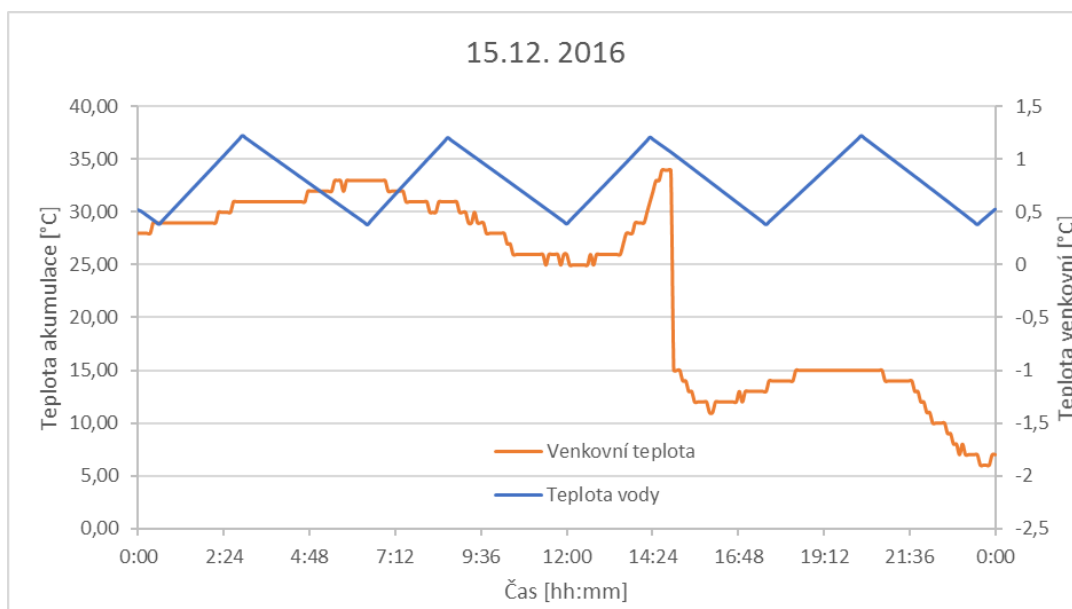
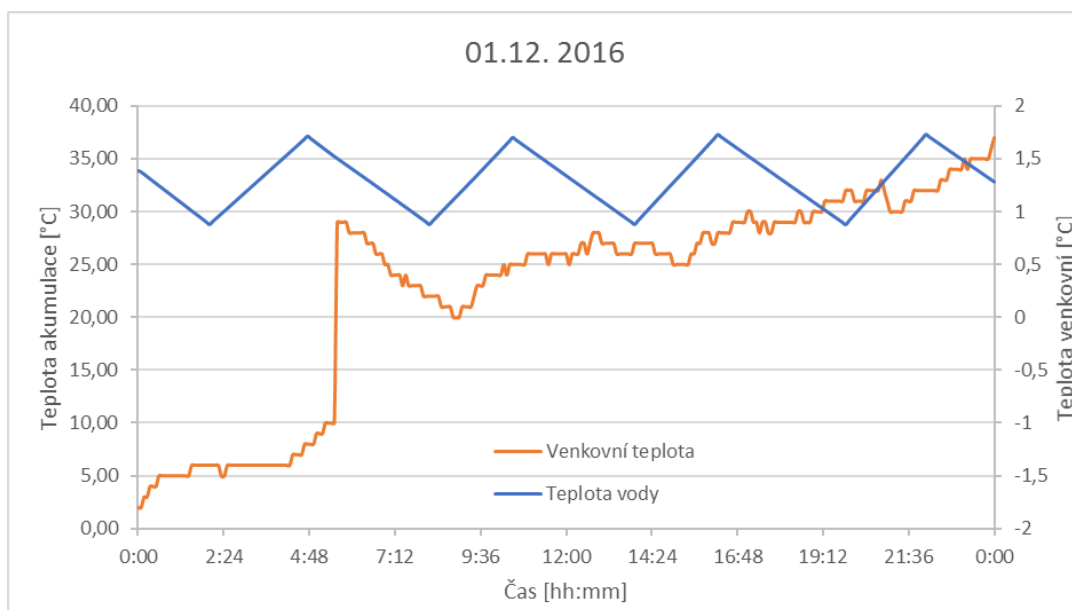




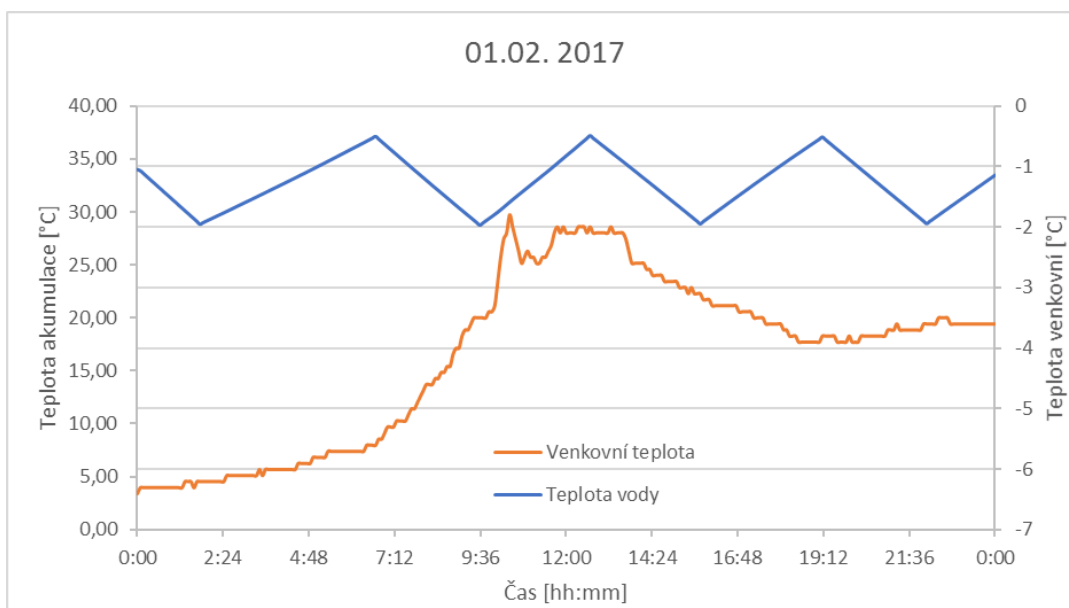
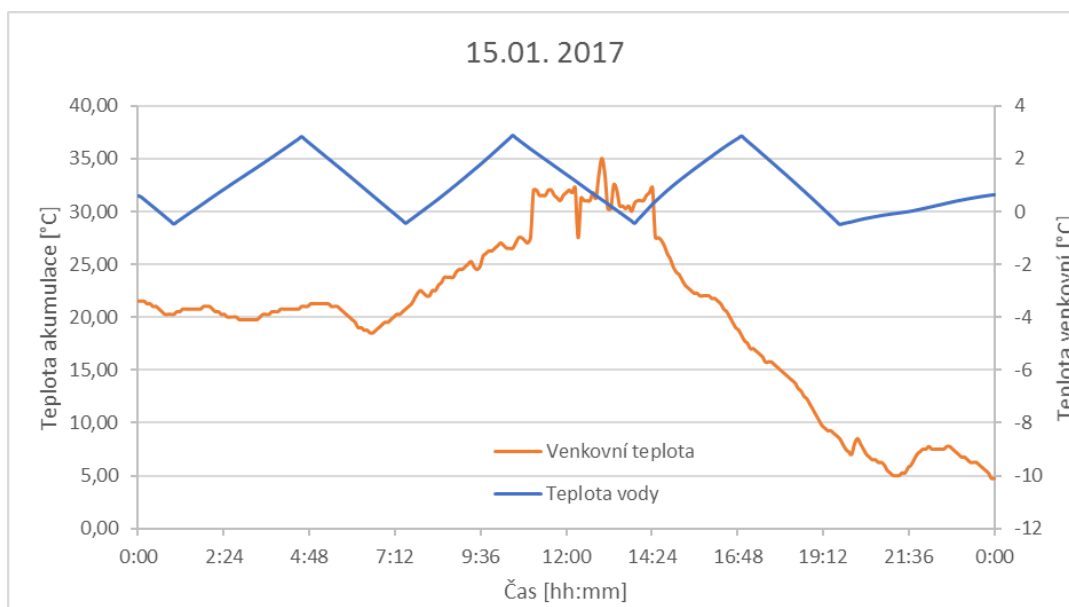
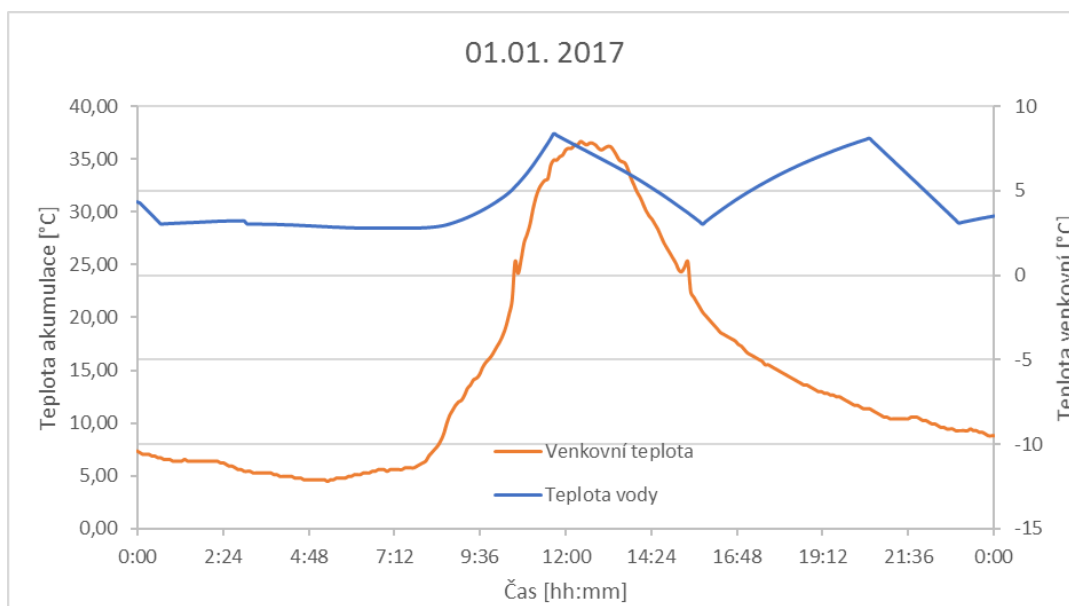


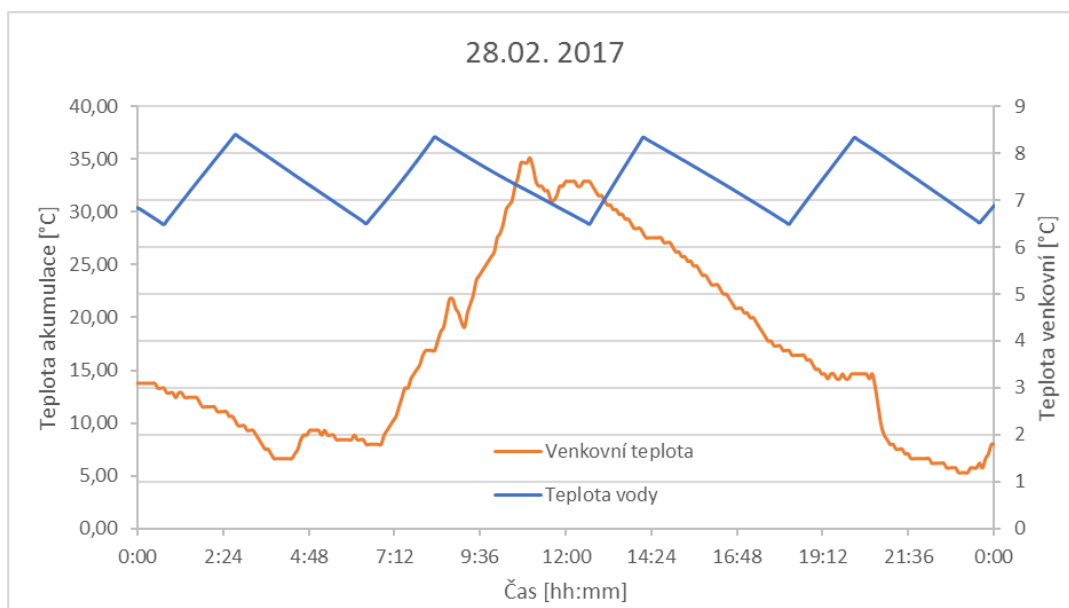
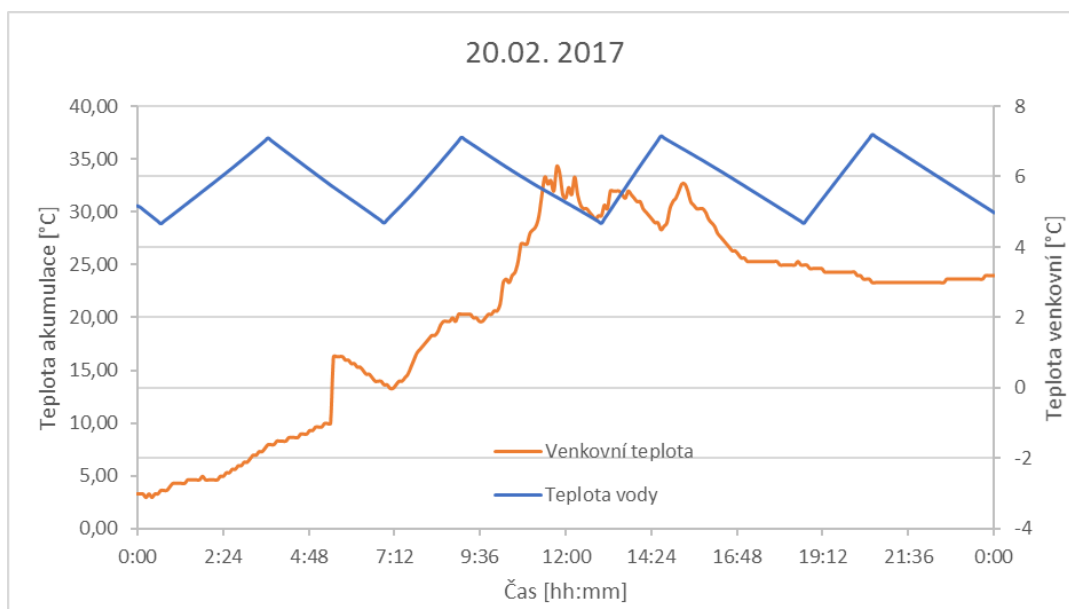
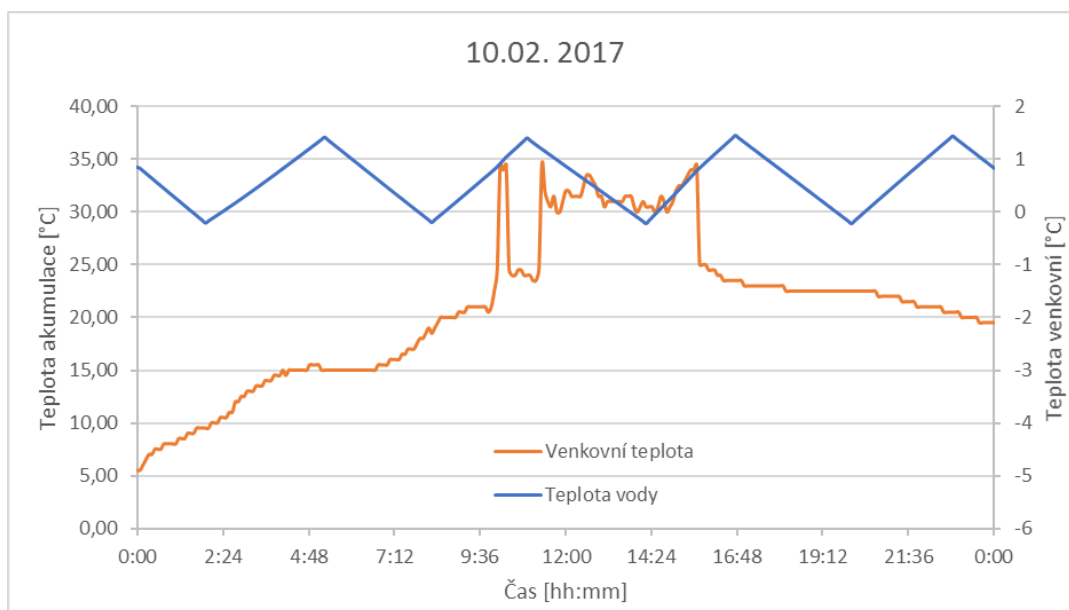
## Příloha 2: Denní průběhy pro akumulční nádrž 1000 l

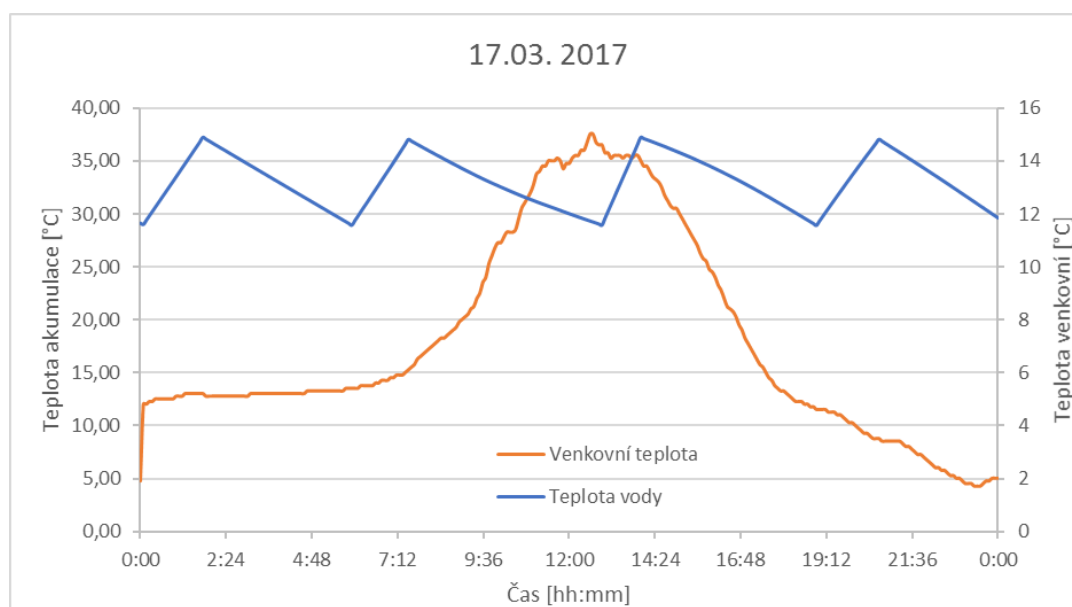
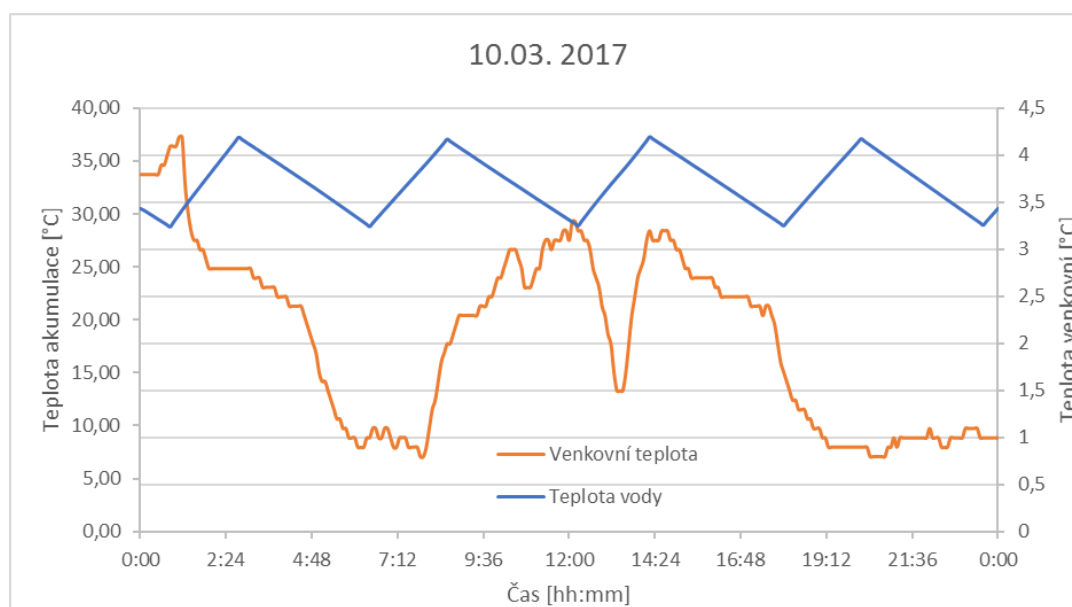
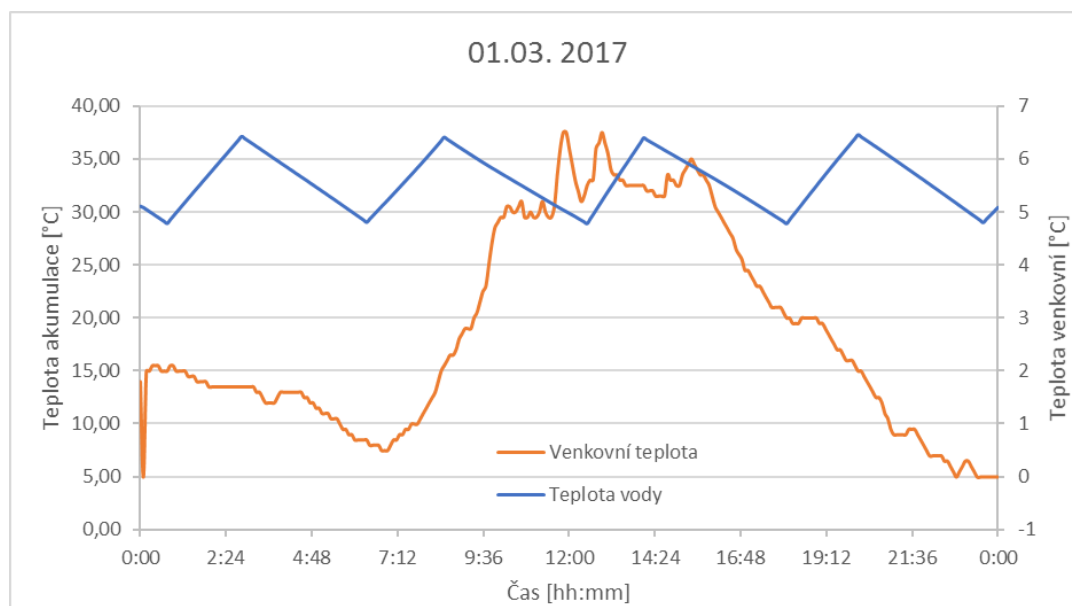


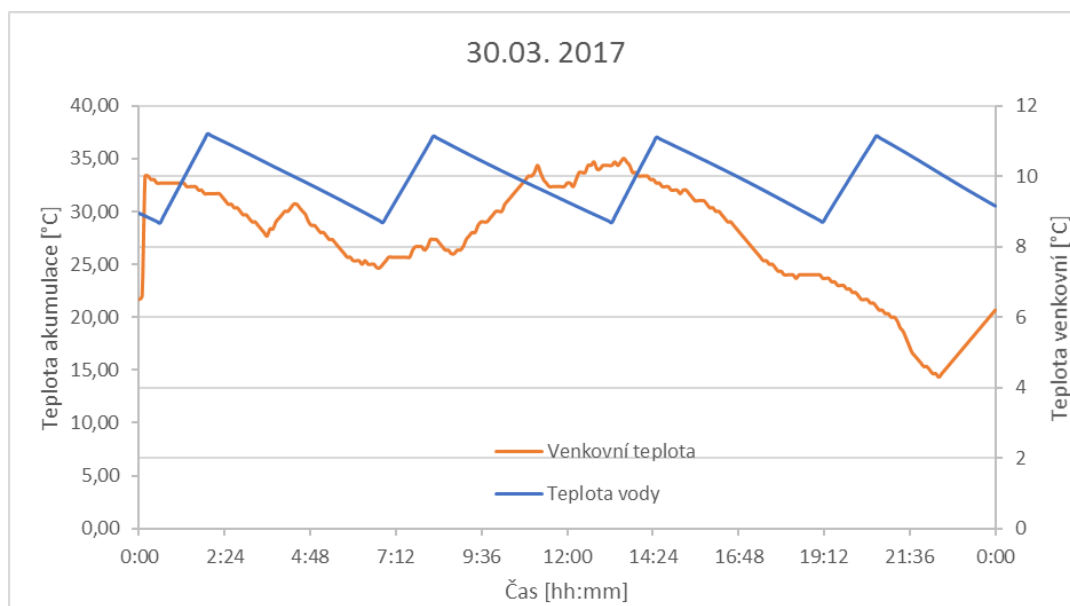




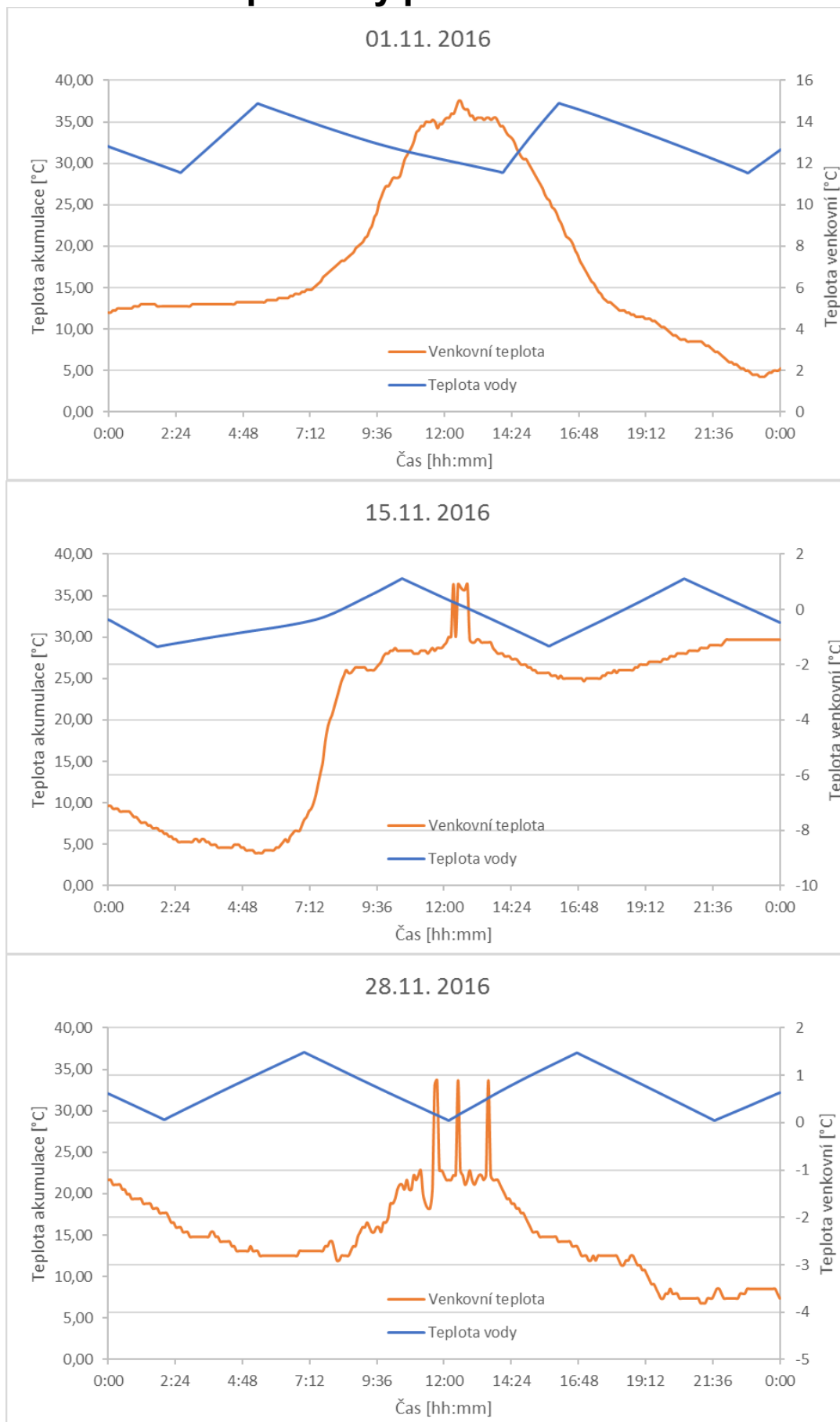


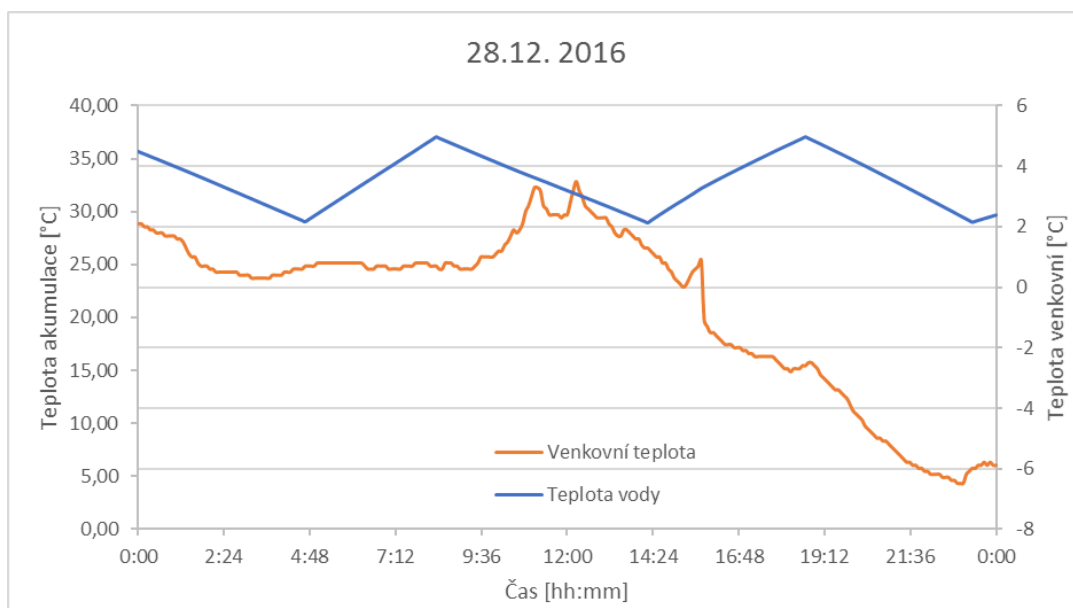
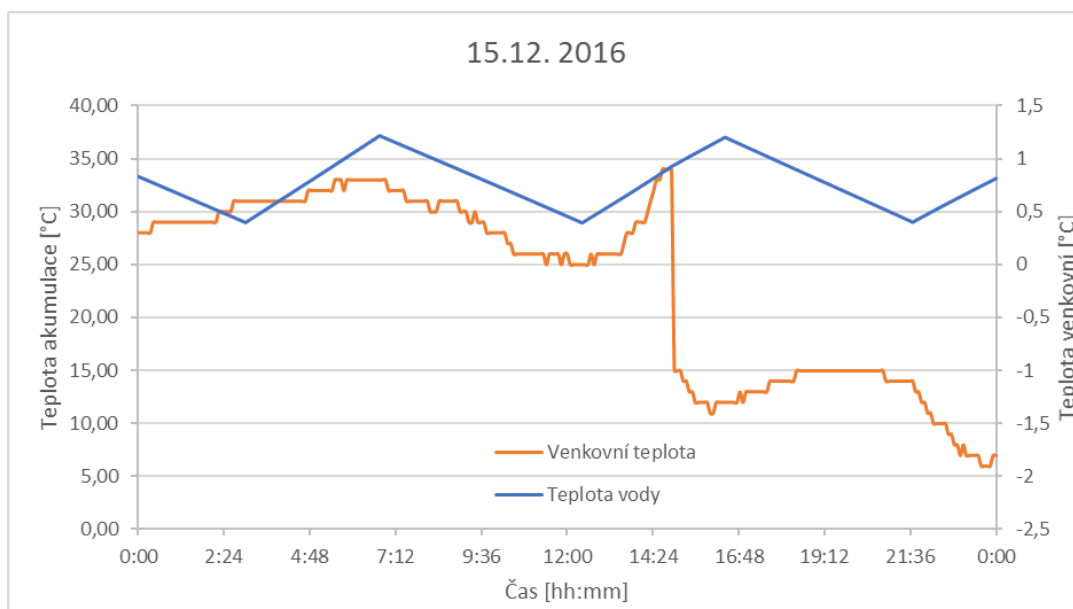
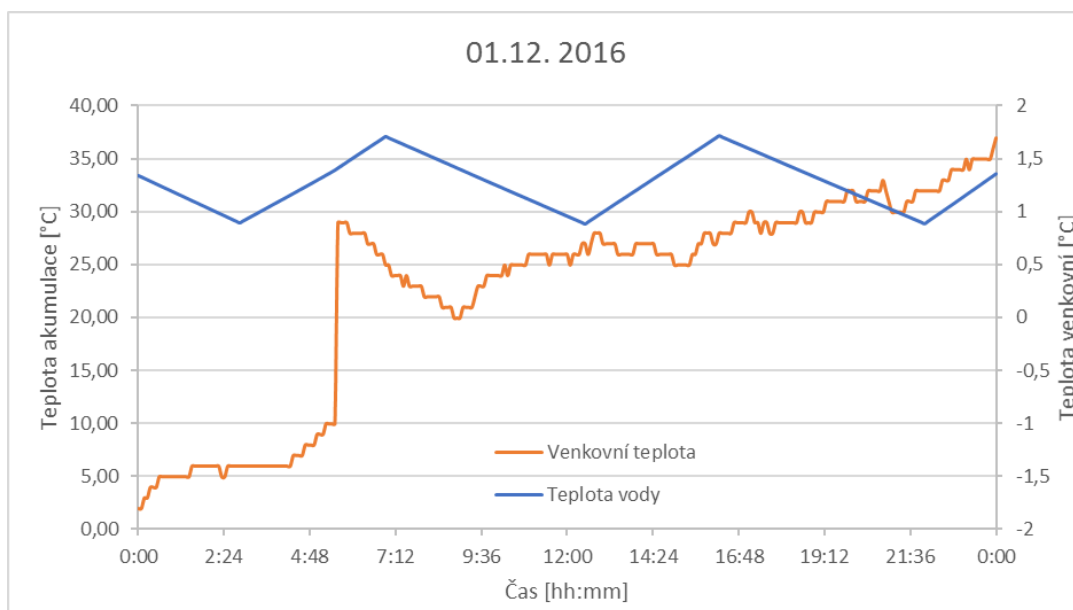


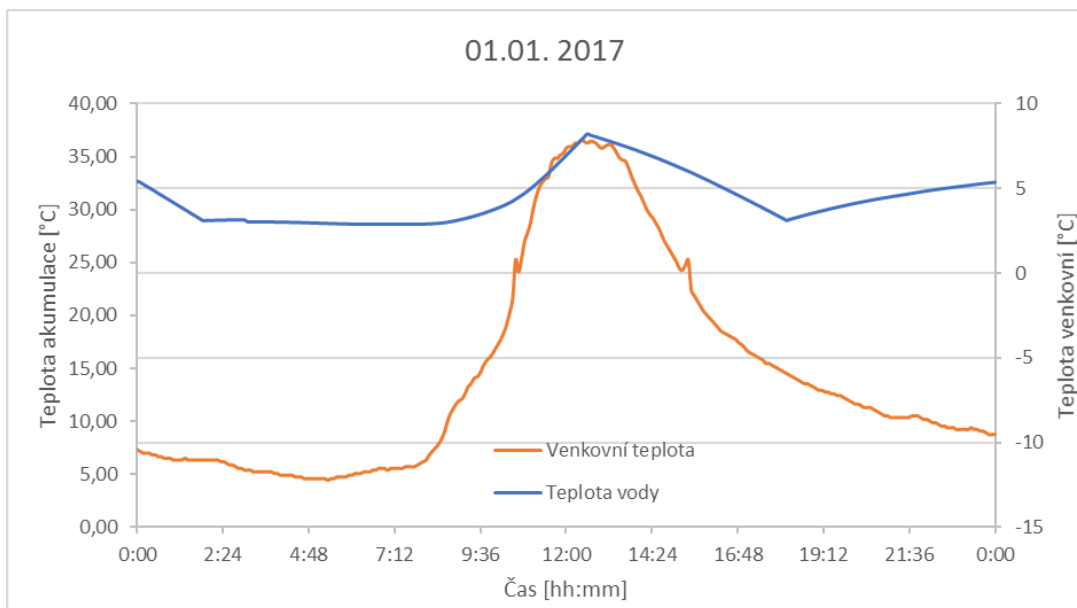
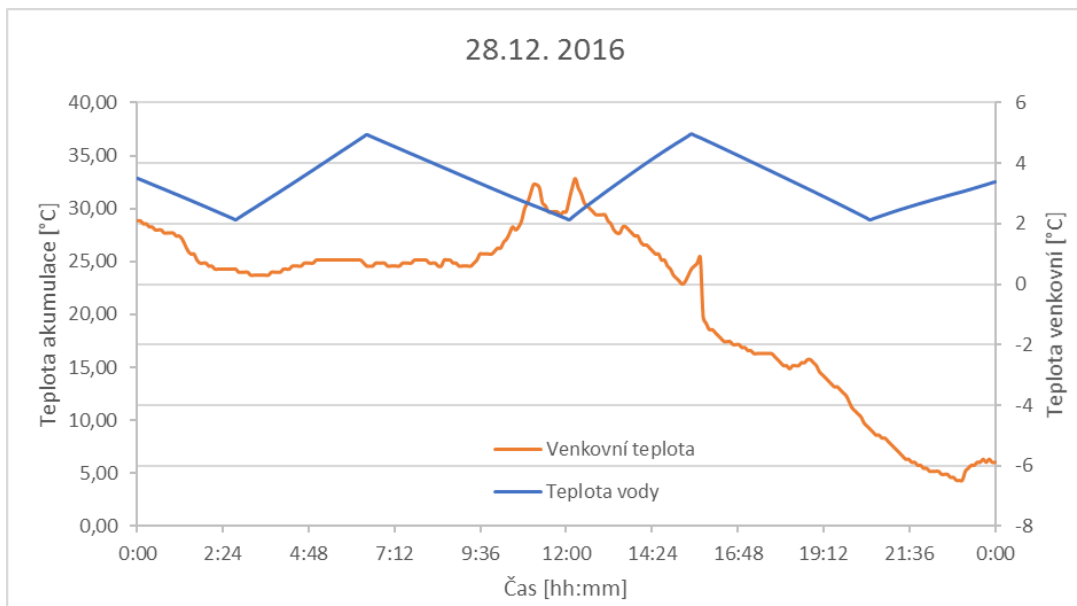
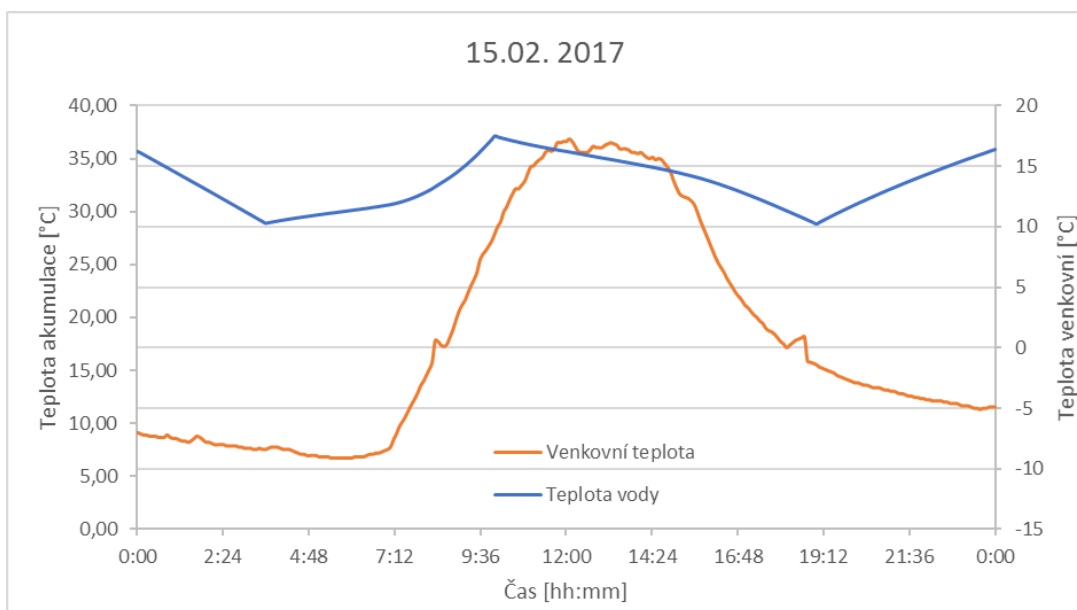


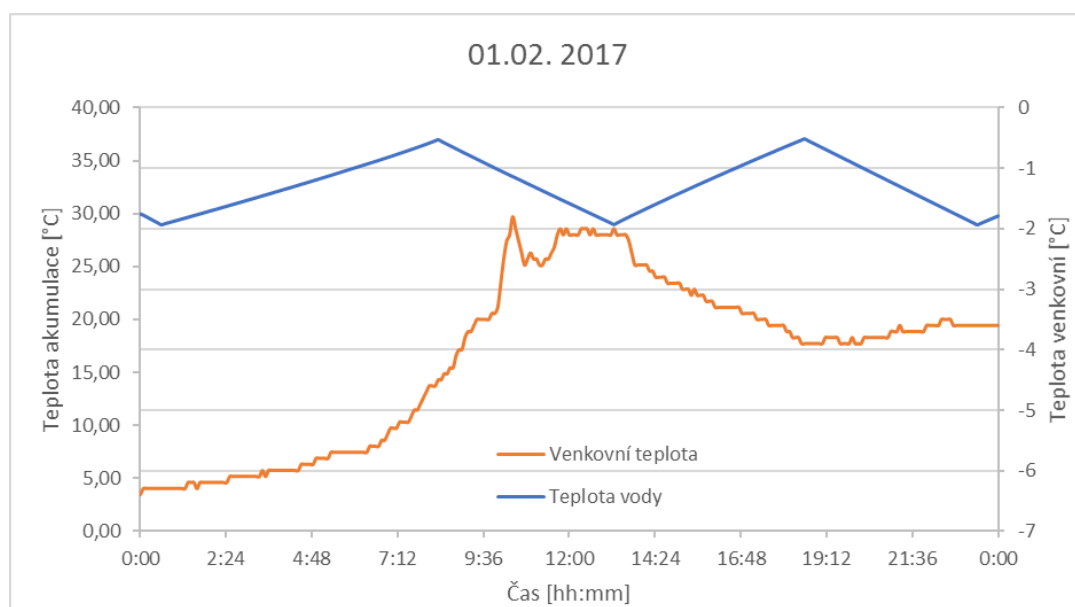
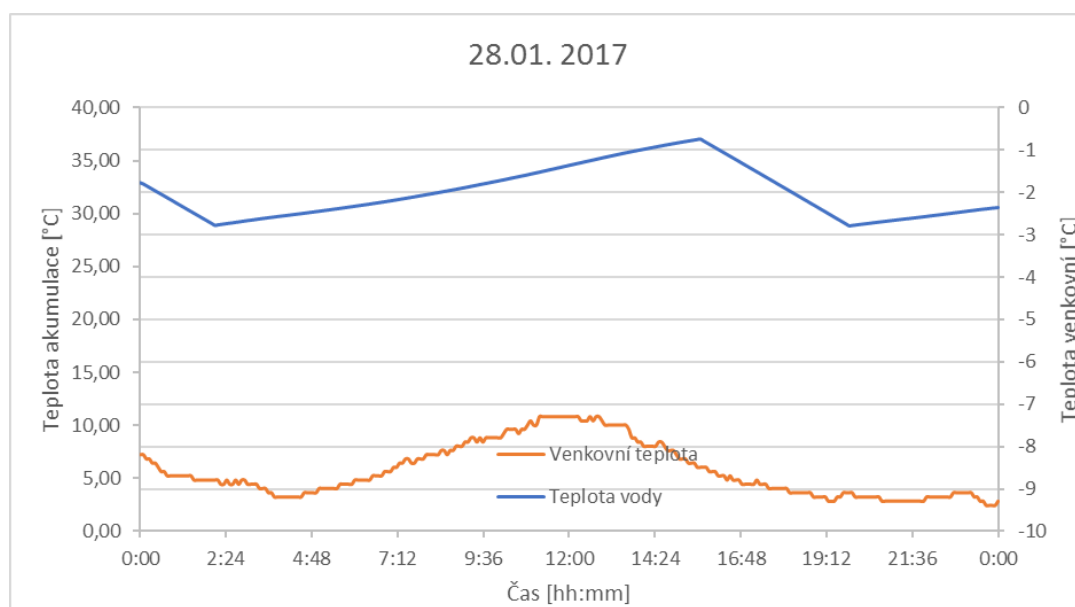
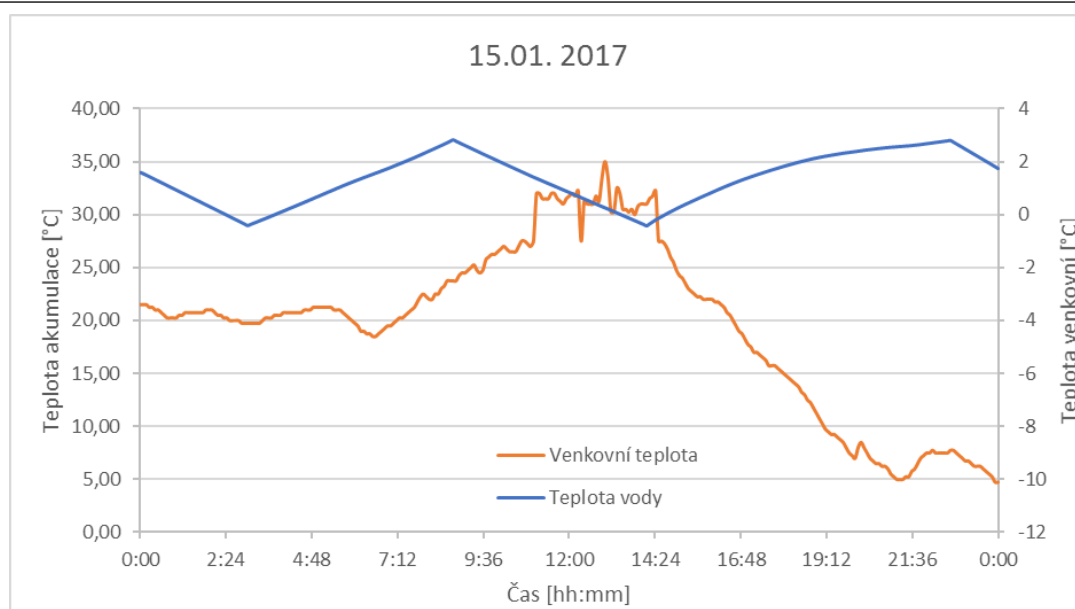


## Příloha 3: Denní průběhy pro akumulční nádrž 2000 l

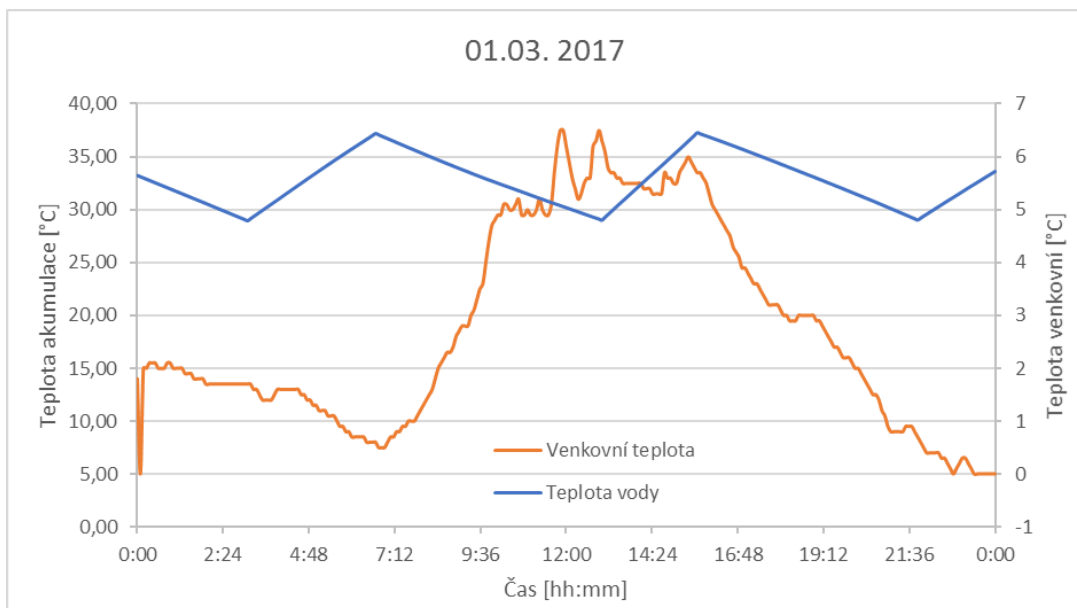
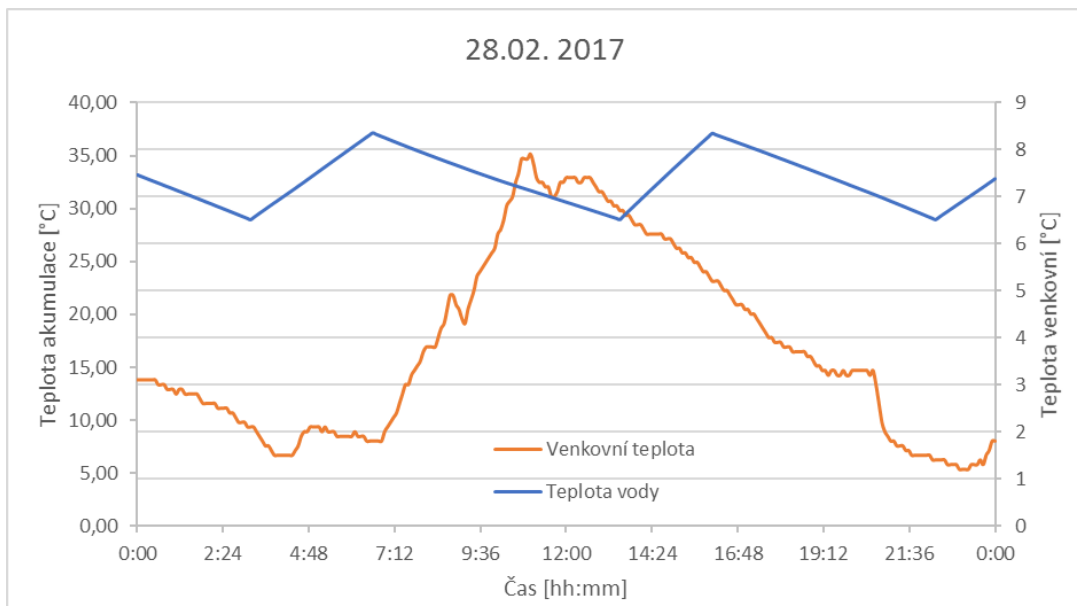
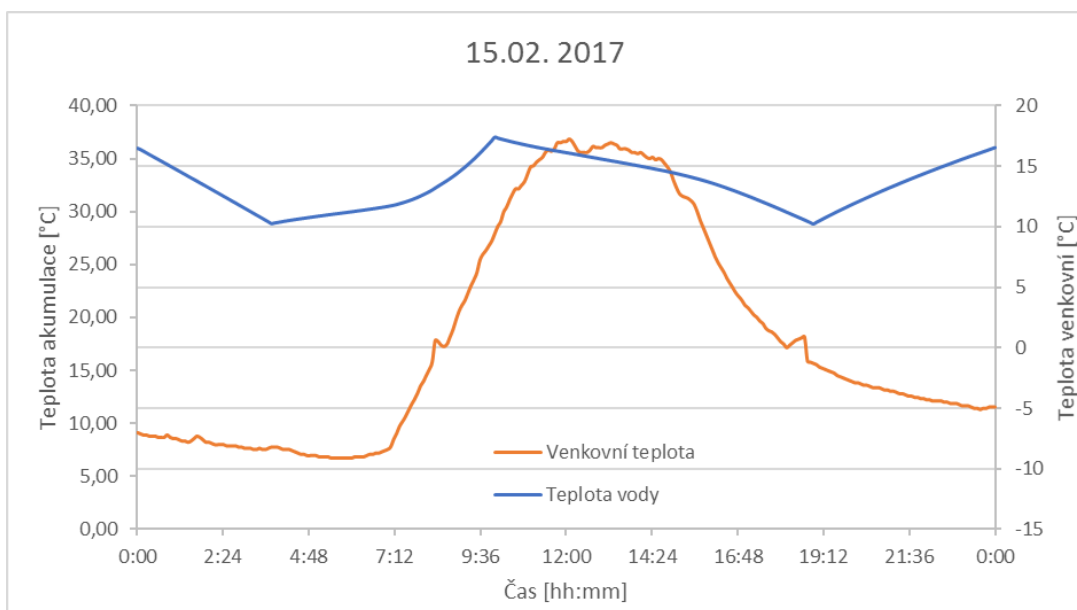


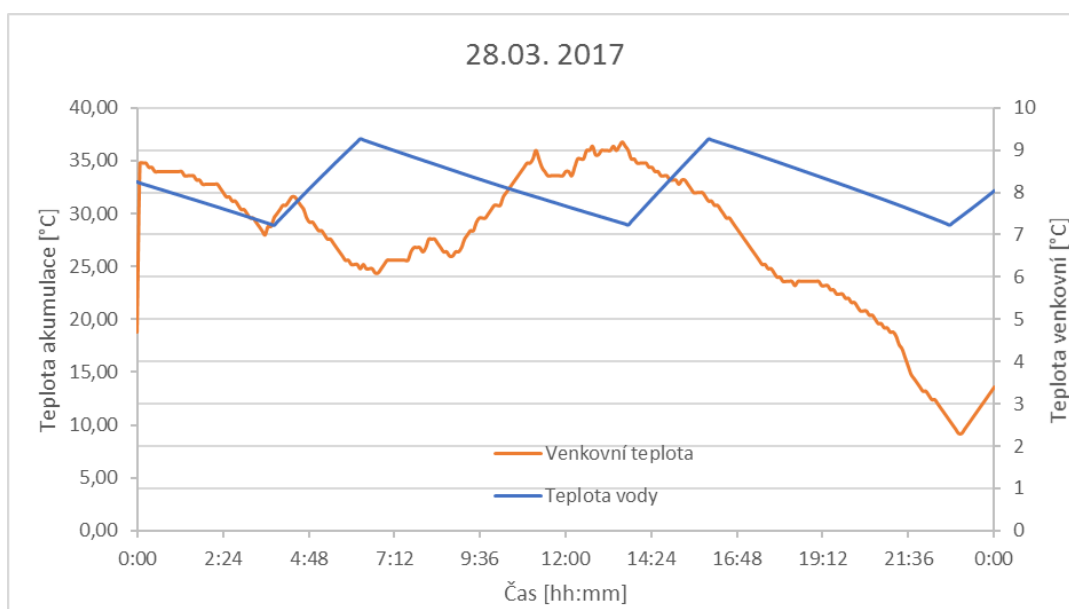
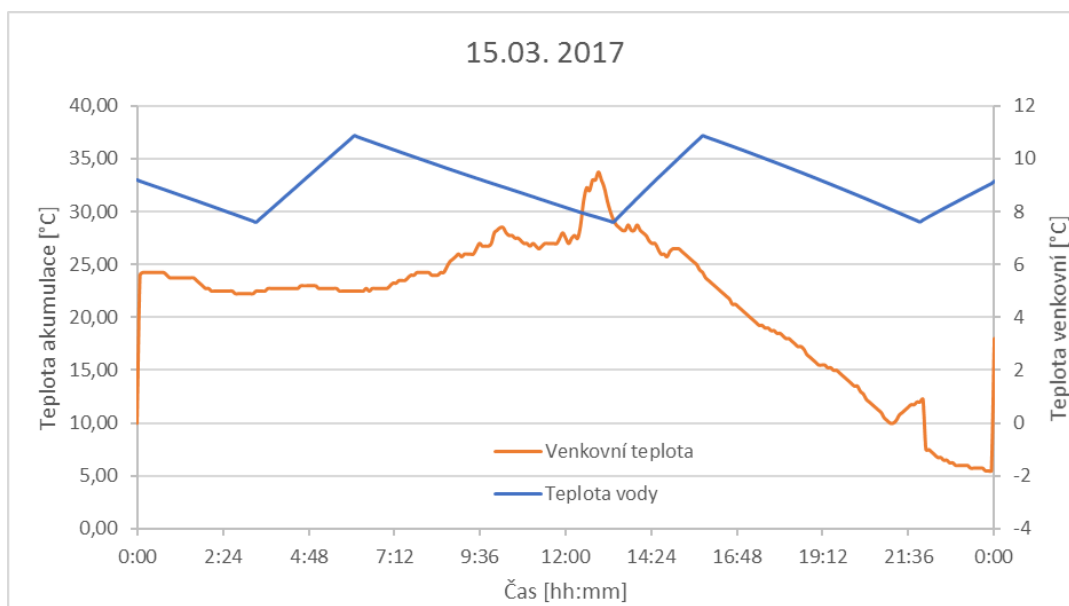












## Příloha 4: Denní průběhy pro akumulční nádrž 5000

